



João Paulo Fresco Rascão Gomes

Licenciado em Ciências de Engenharia Mecânica

Previsão da Vida à Fadiga de Veios de Manivelas Utilizados para Propulsão Naval

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador: Doutor Rui Fernando dos Santos Pereira Martins,
Prof. Auxiliar, FCT/UNL – DEMI

Juri:

Presidente: Prof. Doutor António José Freire Mourão
Arguentes: Prof. Doutor João Mário Burguete Botelho Cardoso
Engenheiro Paulo Alexandre Marques Pires da Silva
Vogal: Prof. Doutor Rui Fernando dos Santos Pereira Martins



FACULDADE DE
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA

Setembro de 2017

Lombada

2017

Previsão da Vida à Fadiga de Veios de Manivelas Utilizados para Propulsão Naval
João Gomes



Previsão da Vida à Fadiga de Veios de Manivelas Utilizados para Propulsão Naval

Copyright, 2017, João Paulo Fresco Rascão Gomes, FCT/UNL e UNL

A Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade Nova de Lisboa têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

Agradecimentos

Em primeiro lugar gostaria de agradecer a todos aqueles que estiveram sempre presentes ao longo do meu percurso académico, aos meus pais e avós, por me apoiarem e incentivarem a concluir esta etapa e principalmente por terem possibilitado a sua concretização.

Agradeço à Faculdade de Ciências e Tecnologias da Universidade Nova de Lisboa, assim como a todos os professores que contribuíram para a minha formação académica.

Agradeço ao Professor Doutor Rui Fernando Martins pela sua dedicação e orientação, e por toda a disponibilidade em ajudar sempre que foi necessário ao longo deste trabalho.

Um agradecimento especial à minha namorada Rita Abreu por me dar força a concluir o curso e a todos os meus amigos próximos pela motivação que me deram.

Um obrigado a todos.

Resumo

Na engenharia mecânica, a fiabilidade e uma longa vida útil de um sistema mecânico é um objetivo pretendido. A sua consecução exige a compreensão do comportamento mecânico dos materiais, dos elementos que constituem o sistema mecânico e das condições de serviço do equipamento.

Os motores de combustão interna, nomeadamente o veio de manivelas, têm frequentemente problemas de fiabilidade, já profundamente conhecidos, devido à sua complexidade e aos mecanismos necessários para o seu funcionamento. A sua falha leva sempre a reparações dispendiosas e morosas, que podem comprometer a sua utilização quotidiana durante certos períodos temporais.

Neste trabalho é feita uma introdução ao comportamento dos materiais quando são submetidos a fadiga mecânica e de como se processa o dimensionamento de veios de manivelas à fadiga. São revistos quais os efeitos do fenómeno de concentração de tensões na vida à fadiga dos componentes, assim como o funcionamento de um motor de combustão interna com ciclo de *Diesel*. Simultaneamente, são analisados relatos de casos de falhas de motores, de modo a conhecer quais os problemas mais comuns existentes relacionados com o veio de manivelas.

Foram modelados dois veios de manivelas, de diferentes fabricantes, para deste modo, se fazerem análises estruturais através do Método dos Elementos Finitos, simulando as condições de funcionamento dos motores.

As simulações numéricas consistiram em análises lineares elásticas, estáticas, assim como em análises dos modos de vibração. Numa fase final foram consideradas alterações geométricas aos veios com o intuito de melhorar o seu tempo de vida útil, reduzindo as tensões induzidas pelos carregamentos.

Palavras-chave: Veio de manivelas, Projeto Mecânico, Fadiga, Concentração de Tensões, Método dos Elementos Finitos

Abstract

In mechanical engineering, the reliability and long service life of a mechanical system is the intended goal. Its achievement requires the understanding of the mechanical behavior of the materials, of the elements that make up the mechanical system and the service conditions of the equipment. The internal combustion engines have well known problems of reliability due to their complexity necessary for their operation. Their failure always leads to costly and time-consuming repairs that can jeopardize the daily lives of humankind.

In this work, an introduction is made to the behavior of the materials when they are subjected to mechanical fatigue. Defects of stress concentration is reviewed as well as the operation of an internal combustion engine with Diesel cycle. Failures reports will be analyzed to find out the most common problems related to the crankshaft.

Based on this study, it was possible to perform analysis using the finite element technique, simulating the operating conditions of the engine, in a virtual environment. Two crankshafts from different manufacturers, were modeled to observe their mechanical behavior.

Numerical simulations consisted of static linear structural analysis, as well as analysis of vibration modes. In a final phase, geometric changes to the shafts were considered in order to improve their fatigue life, reducing the stresses induced by the loads.

Keywords: Crankshaft, Mechanical Design, Fatigue, Stress Concentration, Finite Element Method

Índice

1. Introdução.....	1
2. Revisão Bibliográfica	2
2.1 <i>Fadiga Mecânica.....</i>	2
2.1.1 Processo de Fadiga	3
2.1.2 Previsão de Vida à Fadiga	4
2.1.2.1 Propagação de fenda.....	7
2.1.3 Dimensionamento de um Veio à Fadiga	10
2.1.4 Solução de Soderberg.....	11
2.1.5 Tensão e Deformação flutuantes	13
2.1.6 Dimensionamento de um veio com base na deformada máxima	13
2.1.7 Concentração de Tensões	15
2.1.8 Efeito da Concentração de Tensões no Dimensionamento	16
2.2 <i>Motor de Combustão Interna</i>	16
2.2.1 Ciclo de Diesel	17
2.2.2 Elementos Principais de um Motor Diesel	18
2.2.3 Funcionamento de um Motor de Multi Cilindros.....	21
2.2.4 Sobrealimentação	22
2.2.5 Alinhamento do Veio de Manivelas	23
2.2.6 Lubrificação	23
2.2.7 Vibrações Mecânicas.....	24
2.2.8 Amortecedor de Vibrações.....	25
2.3 <i>Método de Elementos Finitos</i>	26
2.3.1 Introdução.....	26
2.3.2 Malha de elementos finitos e condições de fronteira	27
2.4 <i>Casos de Falhas Relatados de Veios de Manivelas</i>	30
3. Análise dos Casos de Estudo	33
3.1 <i>Descrição dos Motores em Estudo</i>	33
3.2 <i>Ciclos de Carga.....</i>	34
3.3 <i>Determinação de Forças</i>	37
3.4 <i>Material dos Veios de Manivelas</i>	38
3.5 <i>Verificação das Dimensões dos Veios de Manivela</i>	40
4. Simulações numéricas	44
4.1 <i>Validação das condições de apoio</i>	44
4.2 <i>Análise numérica dos veios de manivelas</i>	49
4.2.1 Veio de manivelas do motor MTU.....	49

4.2.2 Veio de manivelas do motor Pielstick	65
4.2.3 Determinação das frequências de vibração e dos modos de vibração	79
4.3 <i>Alterações ao projecto dos veios de manivelas em análise</i>	80
5. Conclusões	89
Referências Bibliográficas	90
Anexos	91

Índice de Figuras

Capítulo 2

Figura 2.1 – Representação da superfície característica de uma fratura por fadiga.	3
Figura 2.2 – Representação dos diferentes tipos de solicitações dinâmicas, adaptado de (Narciso Gaivota, 2015)	4
Figura 2.3 – Gráfico S-N genérico Adaptado de (Norman Dowling,2013)	5
Figura 2.4 – Ciclo de carga com Ni ciclos. Adaptado de (Norman Dowling,2013)	6
Figura 2.5 – Análise de Rainflow para picos e vales de tensão	7
Figura 2.6 – Curva da/dN em função de ΔK	8
Figura 2.7 – Fenda semi-elíptica.(Adaptado de BS7910)	9
Figura 2.8 – Demonstração da falha semi-elíptica de um veio de manivelas (Adaptado de Langford, M. 2016)	9
Figura 2.9 – a) Estado de tensão num elemento infinitesimal do veio; b) Tensões num plano α ; adaptado de (C. Moura Branco,2005)	11
Figura 2.10 – Aplicação do diagrama de Soderberg no cálculo de veios.....	12
Figura 2.11 – Concentração de tensões num veio com escalonamento de diâmetros; a) sem raio de curvatura; b) num canto com boleado. (Adaptado de Enventure)	15
Figura 2.12 – Ciclo teórico de Diesel (Fernando Silveira).....	17
Figura 2.13 – Representação dos 4 tempos do motor Diesel (Björn's Auto).....	18
Figura 2.14 – Esquema simplificado do motor de combustão interna (Energy Efficiency)	18
Figura 2.15 - a) Veio de manivelas de 1 e 2 planos; b) Esquema de veio de manivelas. Adaptado de (Jorge Martins, 2006)	19
Figura 2.16 – Êmbolo e Tirante	20
Figura 2.17 – Representação do motor MTU (MTU Friedrichshafen, 1993)	21
Figura 2.18 – Esquema de um turbocompressor (Munin).....	22
Figura 2.19 – Tipos de vibração de um veio de manivelas. (Homik, 2010)	24
Figura 2.20 - Exemplo do efeito do tamanho dos elementos finitos na forma da peça.....	28
Figura 2.21 - Exemplo de malhas de elementos finitos com refinamento crescente.....	28
Figura 2.22 - Elementos constituintes de uma malha, adaptado de (Eduardo Simões, 2016).....	29

Capítulo 3

Figura 3.1 – Representação da organização de 12 cilindros de um motor em “V”	34
Figura 3.2 – Intervalo angular entre os moentes de manivela do motor MTU, (Narciso Gaivota, 2015)	35
Figura 3.3 – Pressão utilizada na simulação para cada motor	38

Figura 3.4 – Secção do moente de apoio, tratamento térmico. (Narciso Gaivota, 2015)	38
Figura 3. 5 – Diagrama de corpo livre do veio MTU.....	40
Figura 3.6 – Diagrama de corpo livre do veio Pielstick.....	40

Capítulo 4

Figura 4.1 – Diagrama de corpo livre de um veio.....	44
Figura 4.2 – Distribuição de tensões com apoio de rolamento.....	45
Figura 4.3 - Distribuição de tensões com apoio de dobradiça.....	45
Figura 4.4 – Esquema de forças aplicadas na biela	46
Figura 4.5 – Diagrama livre do veio de manivelas.....	46
Figura 4.6 – Circulo de Mohr para torção pura.....	47
Figura 4.7 - Condição de apoio de tipo dobradiça	48
Figura 4.8 - Condição de apoio de tipo rolamento	48
Figura 4.9 - Aplicação das condições de fronteira e forças, com o veio na posição de 0° - MTU	49
Figura 4. 10 – Malha do modelo tridimensional do veio de manivelas do motor MTU.	50
Figura 4.11 – Vista em pormenor de um moente de manivela e respetivos moentes de apoio...	51
Figura 4.12 – Posição dos pontos de concentração de tensões, vista de cima a) e vista de baixo b).	52
Figura 4.13 - Localização dos moentes de manivela e moentes de apoio no veio	52
Figura 4.14 – Vista de cima do veio de manivela, na posição de 60°, com alguns pontos de tensão marcados	53
Figura 4.15 – Variação de tensões no moente de apoio 1 – MTU	54
Figura 4.16 - Variação de tensões no moente de apoio 2 – MTU	54
Figura 4.17 - Variação de tensões no moente de apoio 3 – MTU	55
Figura 4.18 - Variação de tensões no moente de apoio 4 – MTU	55
Figura 4.19 - Variação de tensões no moente de apoio 5 – MTU	56
Figura 4.20 - Variação de tensões no moente de apoio 6 – MTU	56
Figura 4.21 - Variação de tensões no moente de apoio 7 – MTU	57
Figura 4.22 - Variação de tensões no moente de manivela 1 – MTU	57
Figura 4.23 - Variação de tensões no moente de manivela 2 – MTU	58
Figura 4.24 - Variação de tensões no moente de manivela 3 – MTU	58
Figura 4.25 - Variação de tensões no moente de manivela 4 – MTU	59
Figura 4.26 - Variação de tensões no moente de manivela 5 – MTU	59

Figura 4.27 - Variação de tensões no moente de manivela 6 – MTU	60
Figura 4.28 – Algoritmo de contagem de ciclos de Rainflow para o moente de apoio 4- A3 – MTU.....	61
Figura 4.29 – Comparação da concentração de tensões no moente 4, na condição normal (esquerda) e na condição de desalinhado (direita)	64
Figura 4.30 - Aplicação das condições de fronteira e forças – motor Pielstick	65
Figura 4.31 - Malha do modelo tridimensional do veio de manivelas do motor Pielstick.....	67
Figura 4.32 - Vista de cima do veio de manivela, na posição de 82.5°, com alguns pontos de tensão marcados	68
Figura 4.33 - Variação de tensões no moente de apoio 1 – Pielstick	69
Figura 4.34 - Variação de tensões no moente de apoio 2 – Pielstick	69
Figura 4.35 - Variação de tensões no moente de apoio 3 – Pielstick	70
Figura 4.36 - Variação de tensões no moente de apoio 4 – Pielstick	70
Figura 4.37 - Variação de tensões no moente de apoio 5 – Pielstick	71
Figura 4.38 - Variação de tensões no moente de apoio 6 – Pielstick	71
Figura 4.39 - Variação de tensões no moente de apoio 7 – Pielstick	72
Figura 4.40 - Variação de tensões no moente de manivela 1 – Pielstick	72
Figura 4.41 - Variação de tensões no moente de manivela 2 – Pielstick	73
Figura 4.42 - Variação de tensões no moente de manivela 3 – Pielstick	73
Figura 4.43 - Variação de tensões no moente de manivela 4 – Pielstick	74
Figura 4.44 - Variação de tensões no moente de manivela 5 – Pielstick	74
Figura 4.45 - Variação de tensões no moente de manivela 6 – Pielstick	75
Figura 4.46 – Algoritmo de contagem de ciclos de Rainflow para o moente de apoio 4- A3 – Pielstick.....	76
Figura 4.47 – 2º modo de vibração a 200.68 Hz – motor MTU.....	79
Figura 4.48 – 2º modo de vibração a 147.35 Hz – motor Pielstick.....	80
Figura 4.49 – Comparação da espessura atual com o melhoramento feito – MTU	81
Figura 4.50 - Comparação do boleado atual com o melhoramento feito – Pielstick.....	82
Figura 4.51 – Variação das tensões aos longo das duas voltas na condição melhorada. – MTU	84
Figura 4.52 - Variação das tensões aos longo das duas voltas na condição melhorada. – Pielstick	84
Figura 4.53 – Comparativo da concentração de tensões entre o estado actual (esquerda)e o melhoramento feito (direita) – Moente 4 MTU.....	87
Figura 4.54 - Comparativo da concentração de tensões entre o estado actual (esquerda) e o melhoramento feito (direita) – Moente 6 Pielstick.....	88

Índice de Tabelas

Capítulo 2

Tabela 2.1 – Fluxograma de modelação em Elementos Finitos. Adaptado de (Eduardo Simões, 2016)	30
---	----

Capítulo 3

Tabela 3.1 - Características dos motores em análise	33
Tabela 3.2 – Ciclo de funcionamento por cilindro, MTU	35
Tabela 3.3 - Ciclo de funcionamento por cilindro, Pielstick	36
Tabela 3.4 – Valores de Pressão e de Força para cada tempo do motor. Adaptado de (Narciso Gaivota, 2015) e de (Eduardo Simões, 2016)	37
Tabela 3.5 - Propriedades mecânicas do aço AISI 4340, adaptado de (Narciso Gaivota, 2015)	39
Tabela 3.6 - Composição química do aço ligado 34CrNiMo6 adaptado de (Narciso Gaivota, 2015)	39
Tabela 3.7 – Propriedades mecânicas de AISI 4140, adaptado de (Eduardo Simões, 2016)	39
Tabela 3.8 - Composição química do material em %, adaptado de (Eduardo Simões, 2016)	39

Capítulo 4

Tabela 4.1 – Forças aplicadas [N] em cada iteração realizada ao veio de manivelas do motor MTU	50
Tabela 4.2 – Ciclos resultantes da aplicação de Rainflow e aplicação da relação de Goodman e da regra de Miner para o moente de apoio 4	62
Tabela 4.3 - Tempo previsto de vida pela relação de Goodman para cada moente, em horas - MTU	63
Tabela 4.5 – Pressão [Bar] a aplicar aos êmbolos em cada iteração – Motor Pielstick	66
Tabela 4.6 – Ciclos resultantes da aplicação de Rainflow e aplicação da relação de Goodman e da regra de Miner para o moente de apoio 4	77
Tabela 4.7 - Tempo previsto de vida pela relação de Goodman para cada moente, em horas - Pielstick	78
Tabela 4.9 – Frequências de vibração dos veios de manivelas e respetivos modos de vibração	79
Tabela 4.10 – Tabela comparativa entre a condição atual e melhoramentos feitos	81
Tabela 4.11 – Diferença em percentagem de valores ponto a ponto - MTU	83
Tabela 4.12 – Variação de valores de tensão ponto a ponto - Pielstick	83

Tabela 4.13 - Ciclos resultantes da aplicação de Rainflow e aplicação da relação de Goodman e da regra de Miner para o moente de manivela 4 - MTU melhorado	85
Tabela 4.14 - Ciclos resultantes da aplicação de Rainflow e aplicação da relação de Goodman e da regra de Miner para o moente de manivela 4 – Pielstick melhorado.....	86
Tabela 4.15 - Comparativo entre tempo de vida estimado atual e melhorado para o veio MTU 87	
Tabela 4.16 - Comparativo entre tempo de vida estimado atual e melhorado para o veio Pielstick	87

Nomenclatura

d : Diâmetro

D : Dano Acumulado

K_f : Fator de concentração de tensões à fadiga

K_t : Fator de concentração de tensões estático

M_f : Momento fletor

M_t : Momento torsor

n : Número de ciclos aplicados; Coeficiente de segurança

N : Número de ciclos que irão causar a rotura para a tensão imposta; Potência transmitida

rpm: rotações por minuto

σ_a : Amplitude de tensão

σ_{ced} : Tensão de cedência

$\sigma_{m\acute{a}x}$: Valor máximo de tensão

σ_{min} : Valor mínimo de tensão

σ_{xx} : Tensão normal

σ_α : Tensão normal ao plano α

τ_e : Tensão limite de fadiga corrigida ao corte

τ_m : Valor médio da tensão de corte

τ_{xy} : Tensão de corte

τ_α : Tensão de corte no plano α

ω : velocidade angular

σ_{f0} : Tensão limite de fadiga

σ_m : Valor médio da tensão

σ_R : Tensão de rotura

1. Introdução

Actualmente, a fiabilidade de um motor poderá influenciar, diretamente ou indiretamente, a vida diária de uma pequena parte da humanidade, seja no transporte de mercadorias, deslocações ou na geração de eletricidade; por este motivo, é importante minimizar as avarias prolongadas e dispendiosas de motores.

Os motores de combustão interna são máquinas que têm sido desenvolvidas e otimizadas desde o século XIX; no entanto, existem determinadas características físicas que podem limitar a sua vida. A potência requerida, o peso e a dimensão são alguns dos fatores a ter em conta durante o processo de projeto de um motor. Pela observação do funcionamento de um motor de combustão interna, é perceptível o desafio de se obter uma relação perfeita entre os mecanismos que permitem o seu bom funcionamento.

Um dos elementos destas máquinas é o veio de manivelas, que será o alvo de estudo deste trabalho, por desempenhar um papel importante no funcionamento de um motor, e ser um elemento que, pela sua complexidade geométrica, apresenta notórios problemas de projeto mecânico.

Os veios de manivela em estudo são utilizados no transporte marítimo, e vão ser comparados dois motores de geometria idêntica, mas de fabricantes concorrentes, sendo que o mais antigo foi fabricado nos anos 60 e o mais recente foi fabricado nos anos 90. Serão simuladas as suas condições de trabalho com o objectivo de prever o seu tempo de serviço e melhorar a fiabilidade dos veios, de forma a diminuir os gastos de manutenção requeridos.

2. Revisão Bibliográfica

2.1 Fadiga Mecânica

É conhecido que a grande maioria das falhas sucedidas em equipamentos em serviço, estimado em cerca de 80% , resulta da fadiga nos materiais (Norman Downing, 2013).

A fadiga é o fenómeno de rotura progressiva que ocorre quando um material é sujeito a ciclos repetidos de deformação sob tensões nominais, que poderá levar à sua falha catastrófica, sendo as tensões aplicadas inferiores à tensão de cedência estática para a qual foram dimensionados (Narciso Gaivota, 2015).

Durante a propagação de fendas por fadiga ocorre uma redução gradual da capacidade de carregamento do elemento, provocada pela rotura lenta do material, resultado do avanço infinitesimal das fissuras que se formam no seu interior. Este crescimento pode ocorrer para cada flutuação das tensões aplicadas. As cargas variáveis fazem com que, em alguns locais, apareçam deformações plásticas que levam o material a uma deterioração progressiva, resultando numa fissura que crescerá até atingir uma dimensão crítica. A área de secção que suporta o carregamento aplicado reduz-se então progressivamente até não suportar a tensão de cedência ocorrendo então a rotura completa, em geral inesperada e súbita.

O veio de manivelas de um motor de múltiplos cilindros opera com momento de torção combinado com ciclos de cargas de flexão devidos às cargas radiais transmitidas do êmbolo e do tirante ao veio de manivelas; para além do referido, também as forças de inércia envolvidas podem ser substanciais. Apesar de o veio de manivelas ser projetado com um alto coeficiente de segurança, com o objetivo de não exceder a resistência à fadiga do material (Villanueva *et al.* 2011), a complexidade do formato deste elemento resulta em zonas com grande concentração de tensões.

2.1.1 Processo de Fadiga

A propagação de uma fissura por mecanismos de fadiga pode ser dividida em diferentes fases (Figura 2.1):

Fase I - correspondente à iniciação da fissura ou nucleação; ocorre geralmente em imperfeições microscópicas existentes na superfície do material (defeitos de fabrico), devido à maior concentração de tensões nesta zona, ou em defeitos inerentes ao material, geralmente na organização dos cristais do material.

Fase II – fase durante a qual se dá a propagação da fissura, perpendicularmente à direção do valor da tensão principal máxima aplicada. A velocidade de propagação depende da amplitude do fator de intensidade de tensão, do material onde se propaga a fissura, da tensão média aplicada, entre outros.

Na superfície de fratura correspondente à fase II de propagação, é possível observar o avanço da fissura a olho nu, através das linhas perpendiculares em relação à direção de propagação da fenda, denominadas por estrias de fadiga. Estas linhas podem ser formadas quando há uma alteração no ciclo de carga aplicada ou resultam do avanço progressivo da fenda.

Fase III – ocorre a rotura instável final, apresentando características macroscópicas de uma fratura dúctil.

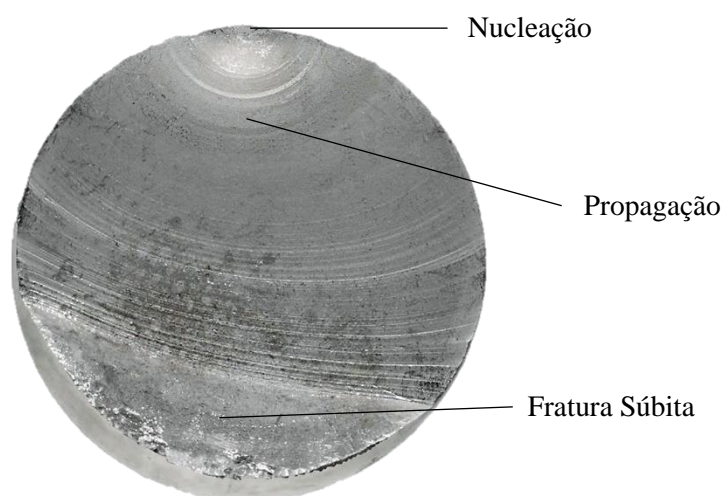


Figura 2.1 – Representação da superfície característica de uma fratura por fadiga.

2.1.2 Previsão de Vida à Fadiga

As equações existentes, que regem o comportamento à fadiga dos materiais, são relações normalmente obtidas experimentalmente, através do ensaio de provetes normalizados, fabricados no material em estudo. Nestes ensaios pretende-se relacionar a amplitude de tensão ou da deformação aplicada com o número de ciclos aplicados até ser alcançada a rotura do provete. O fenómeno de fadiga só ocorre se a carga aplicada variar no tempo, ou seja, se for dinâmica. Esta variação cíclica da carga, que poderá apresentar vários comportamentos e ser de amplitude constante ou variável, poderá influenciar a resposta do material e é importante diferenciá-los por grupos (figura 2.2):

- Alternada pura, quando a tensão média é zero;
- Alternada, quando a tensão média é diferente de zero e assume valores negativos;
- Repetida/Pulsante, quando a tensão média é diferente de zero e a tensão mínima é zero;
- Ondulada, quando a tensão média e a tensão mínima são diferentes de zero e assumem valores positivos, sendo que a tensão média representa a média aritmética entre a tensão máxima e a mínima aplicadas em cada ciclo.

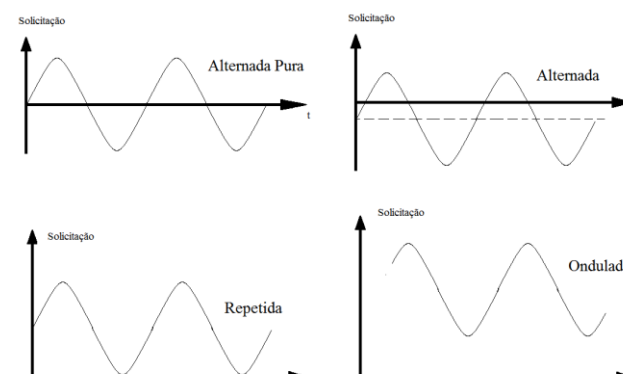


Figura 2.2 – Representação dos diferentes tipos de solicitações dinâmicas, adaptado de (Narciso Gaivota, 2015)

Porém, os carregamentos aplicados em condições reais de funcionamento poderão ter variações imprevisíveis e aleatórias devido à complexidade do funcionamento do motor de combustão interna, assim de como alguns fatores externos, particularmente relacionadas com o movimento estrutural do navio e variações no comportamento das hélices ou de motores geradores.

No estudo da previsão da vida à fadiga, os materiais (aços, etc.) possuem um valor teórico limite de amplitude de tensão, que corresponde à vida infinita do elemento, denominada por tensão limite de fadiga, σ_{f0} , e existem relações empíricas entre a tensão de rotura do material e a tensão limite de fadiga. Estas relações dependem do tipo de material e do tipo de carregamento (tração, torção ou flexão). Para aços submetidos à flexão e com uma tensão de rotura, $\sigma_R < 1400$

MPa, assume-se $\sigma_{F0} \approx 0,5 \sigma_R$; para valores de $\sigma_R > 1400$ assume-se que $\sigma_{F0} \approx 700$ MPa. (Narciso Gaivota, 2015).

A vida útil de um componente diminui com o aumento das tensões aplicadas e com o número de solicitações requeridas; na figura 2.3 é possível verificar a deterioração contínua do material ao longo dos ciclos. A regra linear de Miner (Eq. 1) define o dano acumulado em função do somatório do quociente entre o número de ciclos aplicados, n , e o número de ciclos total que provocam a rotura, N_0 , representado no gráfico S-N na figura 2.3.

$$\sum_i \left(\frac{n}{N_0} \right) \quad (1)$$

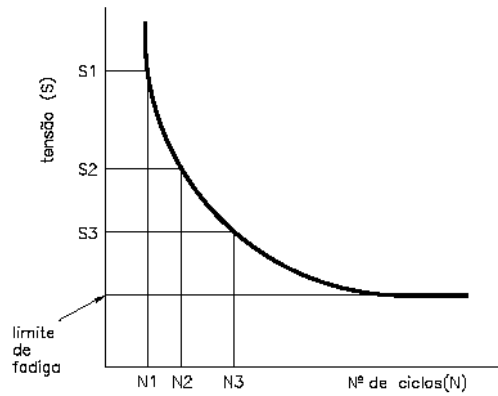


Figura 2.3 – Gráfico S-N genérico Adaptado de (Norman Dowling, 2013)

Para a previsão do tempo de vida útil do veio de manivelas com variação na amplitude de tensão ao longo do tempo, é aplicada a regra de Palmgren- Miner (Eq.2). Quando uma tensão σ_{ai} é aplicada para um número de ciclos N_i , N_i/N_{fi} corresponde à fração de dano causado pela aplicação da tensão σ_i (onde N_{fi} representa o número de ciclos para a ocorrência de falha na curva S-N para a tensão dada, σ_{ai} (Figura 2.4). A regra dita que a rotura por fadiga ocorre quando a soma das várias frações de dano resultam na unidade, isto é, quando atingem 100% de dano (Norman Dowling, 2013).

$$\frac{N_1}{N_{f1}} + \frac{N_2}{N_{f2}} + \frac{N_3}{N_{f3}} + \dots = \sum_i \frac{N_i}{N_{fi}} = 1 \quad (2)$$

Na aplicação contínua de uma sequência de carga aplicada repetidamente, torna-se mais conveniente somar o dano acumulado sobre um ciclo de carga e multiplicar o resultado por um dado número de repetições, B_i , requeridos para a soma do dano chegue à unidade (Eq.3).

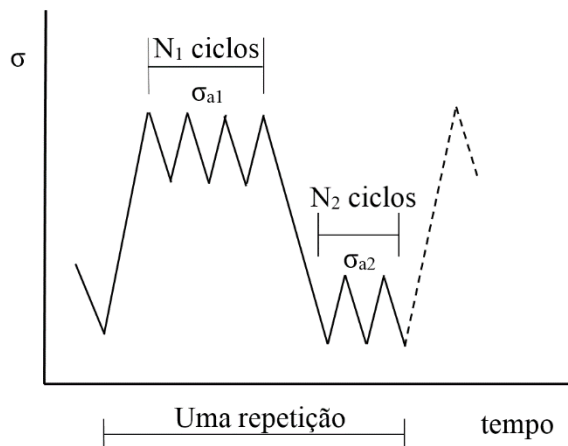


Figura 2.4 – Ciclo de carga com N_i ciclos. Adaptado de (Norman Dowling, 2013)

$$B_f \left[\sum_i \frac{N_i}{N_{fi}} \right]_{\text{uma repetição}} = 1 \quad (3)$$

Em que B_f é o número de ciclos necessários aplicados no material para atingir a rotura.

Para a contagem de ciclos de carga variáveis ao longo do tempo, tal como no caso que será apresentado no capítulo 5, torna-se difícil isolar e definir os ciclos de modo a aplicar a regra de Palmgren-Miner (Norman Dowling, 2013). O processo de contagem de ciclos conhecido por *Rainflow* foi desenvolvido pelo Professor T. Endo e permite contar os ciclos num historial de tensões irregulares.

Existem algumas variações, dependendo do método utilizado, na definição de um ciclo e técnicas de contagem. Com base na norma ASTM E 1049 e de uma forma simplificada, a contagem de ciclos é definida pelos seguintes passos:

- 1) Rodar o historial de tensão num ângulo de 90° , como mostra a figura 2.5, de forma a que os picos e vales se assemelhem aos telhados dos edifícios asiáticos Pagode (*Pagoda roof*);
- 2) Cada pico de tensão é origem de uma gota de água que escorre pelo telhado;
- 3) Contar o número de meios ciclos pela forma como a gota acaba:
 - i. Acaba no fim do historial,
 - ii. Junta-se a outra gota,
 - iii. Acaba quando o pico de tensão oposto tem uma magnitude igual ou superior;
- 4) Repetir os pontos anterior para os vales de tensão;
- 5) Juntar os meios ciclos de magnitude semelhante.

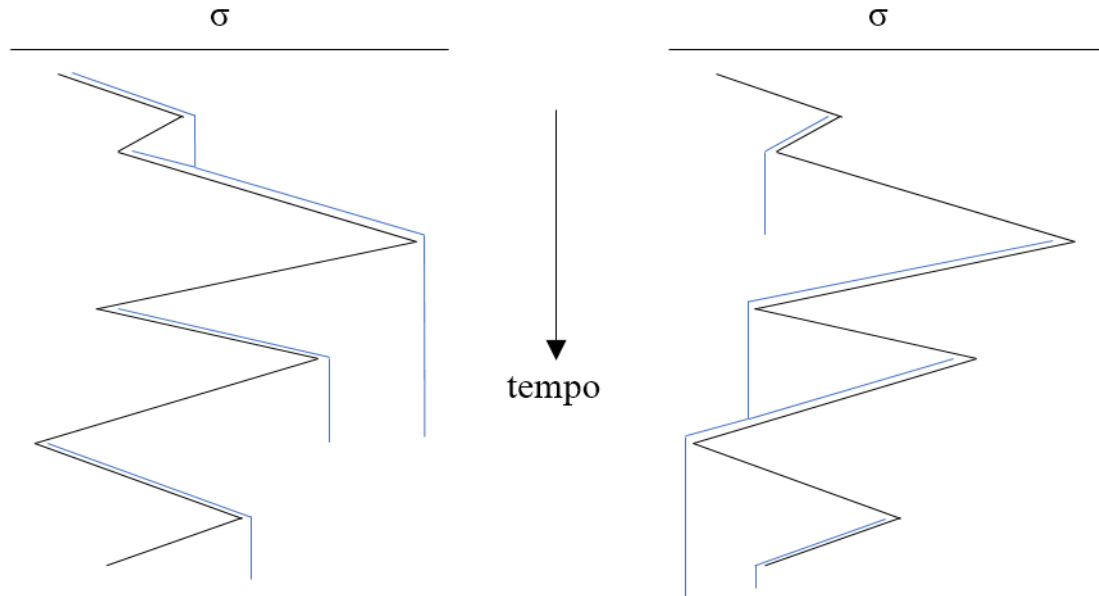


Figura 2.5 – Análise de Rainflow para picos e vales de tensão

A Relação de Goodman permite estimar o tempo de vida de uma estrutura sujeita a fadiga, relacionando as tensões médias aplicadas e as tensões alternadas. A equação é dada por (Dowling 2013):

$$\sigma_a = (\sigma'_f - \sigma_m)(2N_f)^b \quad (4)$$

Sendo o objetivo calcular o número de ciclos, N_f , a equação fica:

$$N_f = \frac{1}{2} \left(\frac{\sigma_a}{\sigma'_f - \sigma_m} \right)^{1/b} \quad (5)$$

Em que σ_a é a tensão alternada, σ'_f é o coeficiente de resistência à fadiga que é uma propriedade do material, σ_m é a tensão média e b é o expoente de resistência à fadiga. Os valores da tensão média e tensão alternada são retiradas da contagem de ciclos de *Rainflow*.

2.1.2.1 Propagação de fenda

Como foi referido no início do capítulo, a propagação da fissura está dividida em 3 fases, sendo que a fissura normalmente se inicia em pequenos defeitos na superfície da zona mais solicitada da peça.

A lei de Paris-Erdogan, que relaciona a variação do factor de intensidade (ΔK) com a velocidade de crescimento da fissura (da/dN) num regime de fadiga mecânica e que corresponde à segunda fase de propagação, pode expressar-se pela seguinte equação:

$$\frac{da}{dN} = C \Delta K^m \quad (6)$$

em que a representa a dimensão da fissura, N é o número de ciclos aplicados e C e m são constantes que dependem do material, ambiente de funcionamento, frequência do carregamento, etc.

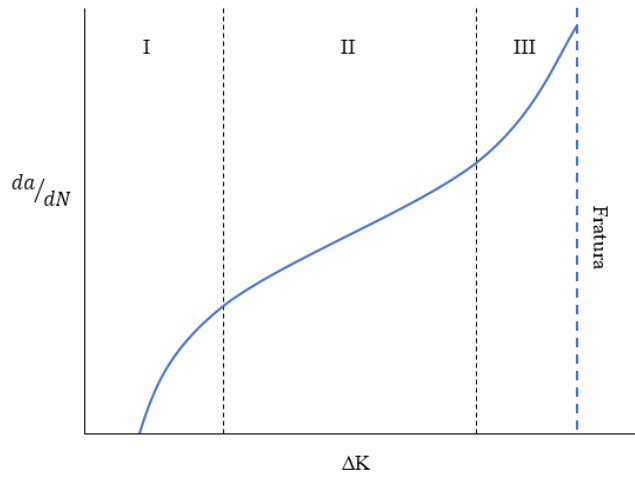


Figura 2.6 – Curva da/dN em função de ΔK

O factor de intensidade de tensão, para modo I de carregamento, K_I , é dado por:

$$K_I = Y\sigma\sqrt{a\pi} \quad (7)$$

sendo que σ é a tensão nominal remotamente aplicada perpendicularmente ao plano da fissura, Y é um parâmetro adimensional que depende da geometria e tipo de carregamento. A sua gama (ΔK) é dada por:

$$\Delta K_I = K_{max} - K_{min} \quad (8)$$

O que significa que:

$$\Delta K_I = Y\Delta\sigma\sqrt{\pi a} \quad (9)$$

A norma Inglesa BS 7910:2013 é a norma que guia a avaliação da aceitabilidade de defeitos em todo o tipo de estruturas metálicas, com ênfase em aços ferríticos e austeníticos.

Para a avaliação do factor adimensional Y , a norma indica a seguinte equação (10) para componentes sujeitos a flexão:

$$Y\Delta\sigma = M \cdot f_w \cdot K_{tb} \cdot M_{kb} \cdot M_b \cdot \Delta\sigma \quad (10)$$

Para o caso desta dissertação, considera-se a existência de um defeito semi-elíptico no veio de manivelas a estudar (varão cilíndrico) (*Semi-elliptical flaw in round bars*) (BS7910), demonstrado pela imagem seguinte:

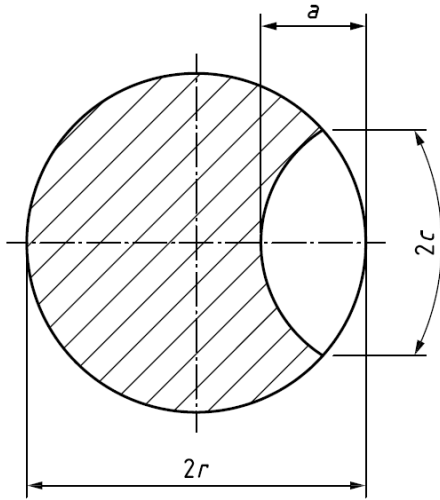


Figura 2.7 – Fenda semi-elíptica. (Adaptado de BS7910)

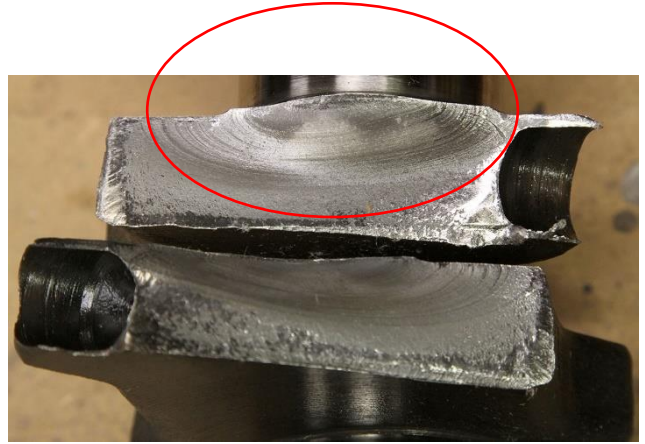


Figura 2.8 – Demonstração da falha semielíptica de um veio de manivelas (Adaptado de Langford, M. 2016)

Onde $M = f_w = M_{kb} = 1$ e M_b é dado por:

$$M_b = g \left\{ 0.752 + 2.02 \left(\frac{a}{2r} \right) + 0.37 \left[1 - \sin \left(\frac{\pi a}{4r} \right) \right]^3 \right\} \quad (11)$$

onde:

$$g = \frac{\frac{1.84}{\pi} \left[\frac{\tan \left(\frac{\pi a}{4r} \right)}{\frac{\pi a}{4r}} \right]^{0.5}}{\cos \left(\frac{\pi a}{4r} \right)} \quad (12)$$

Estas equações são válidas até $a/2r < 0.6$.

Estas condições permitem calcular o crescimento da fenda, em cada ciclo de carregamento, e estimar assim o número de ciclos necessários até a rotura instável final, que corresponde à fase três.

2.1.3 Dimensionamento de um Veio à Fadiga

Um veio de manivelas suporta cargas dinâmicas complexas devido ao uso de múltiplos cilindros e êmbolos. Por cada combustão ocorrida no interior do cilindro, é gerada uma força no moente de manivela, a qual origina um momento torsor, mas também um momento fletor no veio.

O dimensionamento de um veio de manivelas depende, entre outras variáveis, do momento fletor e do momento torsor, designados por M_f e M_t , respetivamente; as tensões normais de flexão, σ_{xx} , e as tensões de corte, τ_{xy} , em veios de secção circular são dados por (C. Moura Branco,2005):

$$\sigma_{xx} = \frac{32 M_f}{\pi d^3} \quad (13)$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 M_t}{\pi d^3} \quad (14)$$

Sendo que d representa o diâmetro do veio. A tensão de corte máxima é obtida pelo Círculo de *Mohr* e, utilizando as equações (13) e (14):

$$\tau_{max} = \left[\left(\frac{\sigma_{xx}}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{16}{\pi d^3} (M_f^2 + M_t^2)^{\frac{1}{2}} \quad (15)$$

Aplicando o critério de Tresca, em que $\tau_{ced} = \sigma_{ced}/2$, obtém-se:

$$\tau_{ced} = \frac{\sigma_{ced}}{2n} = \frac{16}{\pi d^3} (M_f^2 + M_t^2)^{\frac{1}{2}} \quad (16)$$

Onde σ_{ced} é a tensão de cedência obtida num ensaio de tração uniaxial do material utilizado e n representa o coeficiente de segurança aplicado. O diâmetro do veio é obtido reformulando a equação anterior (16)

$$d = \left[\frac{32n}{\pi \cdot \sigma_{ced}} (M_f^2 + M_t^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (17)$$

Simultaneamente, para o dimensionamento de um veio à fadiga tem de se ter em consideração os valores de tensão média aplicados, os quais podem ser inclusos através da teoria de Soderberg, Goodman, Gerberg ou Gough (C. Moura Branco,2005).

2.1.4 Solução de Soderberg

É o critério mais conservador de dimensionamento e, por esse motivo, o mais utilizado no cálculo de veios sujeitos à fadiga. Soderberg formulou uma equação de dimensionamento para veios submetidos a uma tensão de flexão alternada e a um momento de torção constante. Este método pode considerar as tensões de corte aplicadas num plano aleatório com uma inclinação α (Figura 2.9). Admitindo que o veio está a rodar com uma velocidade angular ω , num elemento infinitesimal do veio existirá uma tensão normal alternada devida à flexão, σ_{xx} , e uma tensão de corte constante, τ_{xy} (figura 2.9), devida ao momento de torção aplicado.

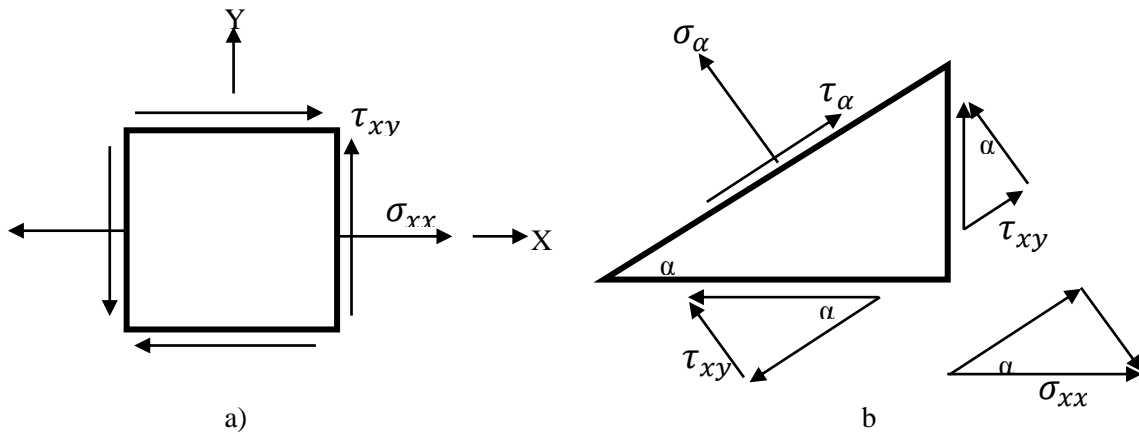


Figura 2.8 – a) Estado de tensão num elemento infinitesimal do veio; b) Tensões num plano α ; adaptado de (C. Moura Branco, 2005)

Num plano que passe pelo canto superior direito do elemento infinitesimal e que faça um ângulo qualquer α com o eixo x (linha horizontal), existem as tensões normal e tangencial.

Usando como critério a tensão de corte máxima, calculam-se as tensões de corte no plano α usando a equação de equilíbrio de forças na direção de α :

$$\tau_{\alpha} = \frac{16 M_t}{\pi d^3} \cos 2\alpha - \frac{16 M_f}{\pi d^3} \sin 2\alpha \cos \omega t \quad (18)$$

O que significa que, para qualquer plano, τ , existirá uma tensão de corte média, τ_{am} , e uma tensão de corte alternada, τ_{aa} dadas por

$$\tau_{am} = \frac{16 M_t}{\pi d^3} \cos 2\alpha \quad (19)$$

$$\tau_{aa} = \frac{16 M_f}{\pi d^3} \sin 2\alpha \quad (20)$$

As componentes τ_{am} e τ_{aa} são representadas num gráfico (figura 2.10), no qual, variando α obtém-se uma elipse que representa o estado de tensão nos vários planos (C. Moura Branco, 2005). O diagrama de Soderberg obtém-se unindo os pontos com as coordenadas $(\tau_{ced}, 0)$ e $(0, \tau_e)$ em que τ_e representa a tensão-limite de fadiga corrigida ao corte, que tem em conta os efeitos de acabamento superficial (K_s), fiabilidade (K_{fb}), tamanho (K_t), temperatura (K_T), e concentração de tensões, K_f , na redução da resistência à fadiga (Equação 21).

$$\tau_e = (K_s K_{fb} K_t K_T) \frac{\tau_{f0}}{K_f} \quad (21)$$

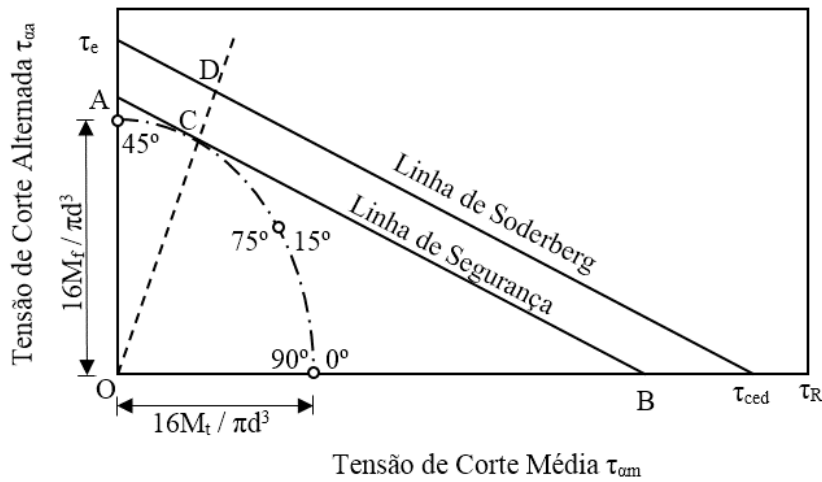


Figura 2.9 – Aplicação do diagrama de Soderberg no cálculo de veios

A rotura do veio ocorre quando a elipse for tangente à linha de Soderberg, ponto em que as tensões de corte são máximas (Figura 2.10); deste modo, para prevenir a rotura, a elipse deverá estar contida no interior da área delimitada pelos eixos X-Y do gráfico e pela linha de Soderberg. O ângulo α segundo o qual as tensões de corte são máximas, obtém-se no ponto onde a elipse é tangente a uma linha de segurança, paralela à linha de Soderberg, e pode ser calculado graficamente ou analiticamente (Figura 2.10). O coeficiente de segurança, n , resulta da relação OD/OC (figura 2.10).

$$n = \frac{\pi d^3}{16 \sqrt{\left(\frac{M_t}{\tau_{ced}}\right)^2 + \left(\frac{M_f}{\tau_e}\right)^2}} \quad (22)$$

De onde se obtém a equação 23 para calcular o diâmetro do veio.

$$d = \left[\frac{16n}{\pi} \left[\left(\frac{M_t}{\tau_{ced}} \right)^2 + \left(\frac{M_f}{\tau_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (23)$$

Para facilitar o cálculo, aplica-se o critério de Tresca em que $\tau_{ced} = \sigma_{ced}/2$ e $\tau_e = \sigma_e/2$, sendo σ_{ced} e σ_e parâmetros simples de obter. Deste modo, da equação (23) obtém-se

$$d = \left[\frac{32n}{\pi} \left[\left(\frac{M_t}{\sigma_{ced}} \right)^2 + \left(\frac{M_f}{\sigma_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (24)$$

2.1.5 Tensão e Deformação flutuantes

Em determinadas situações, o momento torsor e o momento flector poderão variar no tempo, o que significa que terão uma componente média, M_{tm} e M_{fm} , e uma componente alternada, M_{ta} e M_{fa} , respetivamente (C. Moura Branco, 2005). Nesta situação, poderá usar-se a equação anterior e generalizando na equação (25)

$$d = \left[\frac{32n}{\pi} \left[\left(\frac{M_{ta}}{\sigma_e} + \frac{M_{tm}}{\sigma_{ced}} \right)^2 + \left(\frac{M_{fa}}{\sigma_e} + \frac{M_{fm}}{\sigma_{ced}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (25)$$

Tendo em conta as relações entre os momentos e as tensões, pode-se obter o coeficiente de segurança em função das tensões que caracterizam o carregamento (Equação 26).

$$n = \left[\left(\frac{2\tau_a}{\sigma_e} + \frac{2\tau_m}{\sigma_{ced}} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \frac{\sigma_{am}}{\sigma_{ced}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (26)$$

2.1.6 Dimensionamento de um veio com base na deformada máxima

O bom funcionamento e fiabilidade de um veio, e naturalmente do mecanismo/máquina onde este é aplicado, nem sempre depende apenas das tensões nele induzidas. Em algumas aplicações, as grandes deformadas não são toleráveis, como são exemplo os veios de grande dimensão e as máquinas de grande precisão.

Para o tema desta dissertação, um veio de manivelas, torna-se necessário fazer o cálculo do diâmetro do veio para limitar a sua deformação à torção e à flexão. No que diz respeito ao momento de torção, é utilizada a seguinte fórmula [C. Moura Branco, 2005] para determinar o valor do diâmetro da secção do veio:

$$d = 9.2 \sqrt[4]{\frac{N}{x \cdot n}} \quad (27)$$

em que N é a potência transmitida em kW, x é a deformação de torção admissível em °/m e n é a velocidade de rotação do veio em rpm.

Poderão ser utilizados, como referência, os seguintes valores para deformações admissíveis à torção [C. Moura Branco, 2005]:

- 2,5 a 3 °/m em veios de transmissão simples;
- 0,25 °/m em veios principais de linhas de transmissão múltiplas.

Para o dimensionamento do veio à flexão as deformadas causadas pela flexão podem ser calculadas usando a equação da linha elástica. Como referência de valores máximos de deformação são utilizados os seguintes valores [C. Moura Branco, 2005]:

- 1/1 000 do vão, para aplicações gerais;
- 1/3 000 do vão para aplicações de precisão.

2.1.7 Concentração de Tensões

As equações deduzidas para o dimensionamento de peças estruturais consideram que o elemento terá um perfil constante ou uma pequena alteração do seu contorno (livre de concentração de tensões). Na realidade, estas condições são raramente verdade. Por motivos funcionais, nos veios de manivelas existe sempre a presença de variações na sua forma, seja por inserção de furos de lubrificação, escatéis, escalonamento de diâmetros, a inserção de roscas, etc. que resultam na alteração do perfil de tensão calculado analiticamente. Estas zonas são conhecidas por zonas de concentração de tensões, e são medidas pelo fator de concentração de tensões K_t e são as zonas mais propícias a falhas devido a fadiga.

O fator de concentração de tensões pode ser definido como sendo a razão entre a tensão máxima local devida à concentração de tensões e a tensão máxima nominal aplicada numa zona remota da peça (Figura 2.11, Equação 28):

$$K_t = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{\sigma_{nominal}} \quad (28)$$

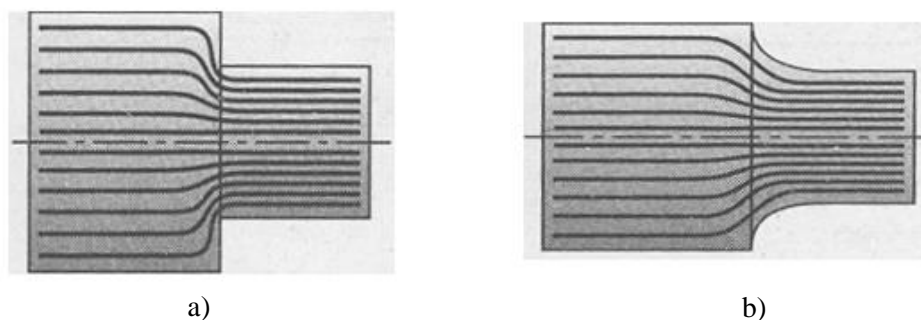


Figura 2.11 – Concentração de tensões num veio com escalonamento de diâmetros; a) sem raio de curvatura; b) num canto com boleado. (Adaptado de Enventure)

Para diminuir o risco de fratura por fadiga, é necessário reduzir o fator K_t tanto quanto possível; esta redução é obtida através da suavização da transição entre perfis, evitando arestas vivas. Para a presente dissertação, um veio de manivelas é um elemento mecânico sujeito a múltiplas zonas concentração de tensões devido ao seu formato e a redução destas zonas críticas está limitada pelo princípio fundamental do funcionamento do sistema biela-manivela, sendo, no entanto, necessário melhorar o comportamento do veio de manivelas para garantir uma boa fiabilidade do motor.

Devido à sua importância no dimensionamento de elementos mecânicos, o fator de concentração de tensões encontra-se tabelado para as principais utilizações; no caso de um veio de manivelas tem-se a tabela no anexo 1, que devolve o fator K_t em função das tensões aplicadas e do diâmetro do veio de manivelas (Pilkey, 1997).

O fator de concentração de tensões pode ser obtido por diversos métodos, tais como a teoria da elasticidade ou por métodos computacionais (análise pelo Métodos dos Elementos Finitos). Estes métodos pressupõem normalmente que o material é isotrópico e homogéneo.

2.1.8 Efeito da Concentração de Tensões no Dimensionamento

Partindo da solução de Soderberg, equação (25), as solicitações devem ser afetadas pelos respetivos fatores de concentração de tensões [C. Moura Branco, 2005] (Equação 29):

$$d = \left[\frac{32n}{\pi} \left[\left(\frac{K_{ft} \cdot M_{ta}}{\sigma_e} + \frac{K_{tt} \cdot M_{tm}}{\sigma_{ced}} \right)^2 + \left(\frac{K_{ff} \cdot M_{fa}}{\sigma_e} + \frac{K_{tf} \cdot M_{fm}}{\sigma_{ced}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (29)$$

em que

- K_{ff} é o fator de concentração de tensões dinâmico à flexão;
- K_{ft} é o fator de concentração de tensões dinâmico à torção;
- K_{ff} é o fator de concentração de tensões estático à flexão;
- K_{tt} é o fator de concentração de tensões estático à torção.

2.2 Motor de Combustão Interna

O motor de combustão interna foi inventado no século XIX e foi uma das invenções que mais impacto teve na evolução do nível de vida das populações. É utilizado para diversos fins, sendo que o mais importante é sem dúvida o fornecimento da potência necessária para a locomoção de veículos. É usado em carros, camiões, navios, aviões, locomotivas e na produção de eletricidade, seja a grande escala ou a pequena escala.

Simultaneamente, é do conhecimento geral que o motor de combustão interna é uma das maiores fontes de poluição atmosférica e é responsável pela diminuição das reservas de petróleo bruto; contudo, a sua utilização continua a intensificar-se devido à melhoria do nível de vida dos

habitantes da Europa Oriental e principalmente da Ásia (Jorge Martins, 2006). Atualmente a utilização de motores internos de combustão está a ser ultrapassada por tecnologias alternativas, como motores elétricos (já usados em comboios e automóveis) e motores movidos a energia nuclear (usados em submarinos).

O motor de combustão interna é uma máquina térmica, sendo que transforma parte da energia térmica em energia mecânica, sendo o resto perdido por transferência de calor.

A energia térmica provém da combustão cíclica de uma mistura de combustível com um comburente; a energia resultante da combustão é transferida para um êmbolo ou pistão, que causa um movimento de vaivém/corrediza, dentro de um cilindro de volume variável, e que, juntamente com um sistema de biela-manivela, impulsiona o veio motor.

Existem várias categorias de máquinas térmicas. Para a presente dissertação apenas tem interesse abordar o motor alternativo de ciclo *Diesel*.

2.2.1 Ciclo de Diesel

O ciclo Diesel é caracterizado pelo facto da sua ignição ser feita por compressão (Figura 2.12). O ar é admitido no cilindro na primeira fase, na segunda fase o êmbolo comprime a massa de ar provocando um aumento da temperatura dentro da câmara de combustão. O combustível é injetado sob pressão e devido às altas temperaturas dá-se a autoignição da mistura que aumenta a pressão no interior do cilindro. Na terceira fase dá-se a expansão da mistura em combustão que impulsiona o êmbolo que por sua vez aciona o veio motor ou o veio de manivelas, sendo esta a única fase em que se fornece energia mecânica ao sistema. Finalmente, na quarta fase os gases

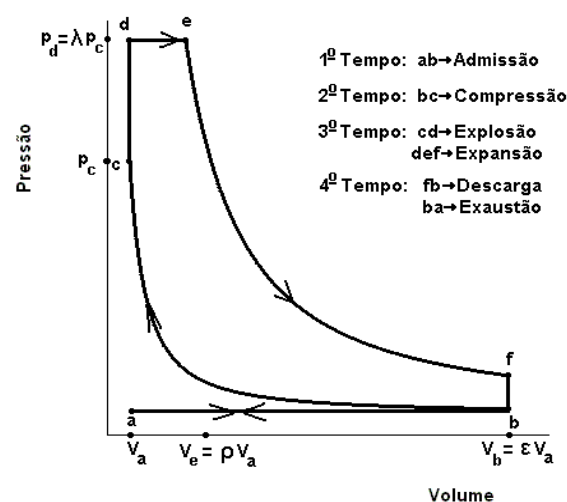


Figura 2.11 – Ciclo teórico de Diesel (Fernando Silveira)

que resultam da combustão são expulsos para o exterior da câmara de combustão e o ciclo de *Diesel* recomeça.

Estas quatro fases também denominadas por tempos, são diferenciadas pela pressão dentro da câmara de combustão em função do volume desta.

Na figura 2.12 observa-se a variação de pressão dentro do cilindro ao longo de 2 rotações do veio de manivela, na figura 2.13 observa-se o mecanismo nas 4 fases do ciclo *Diesel*.

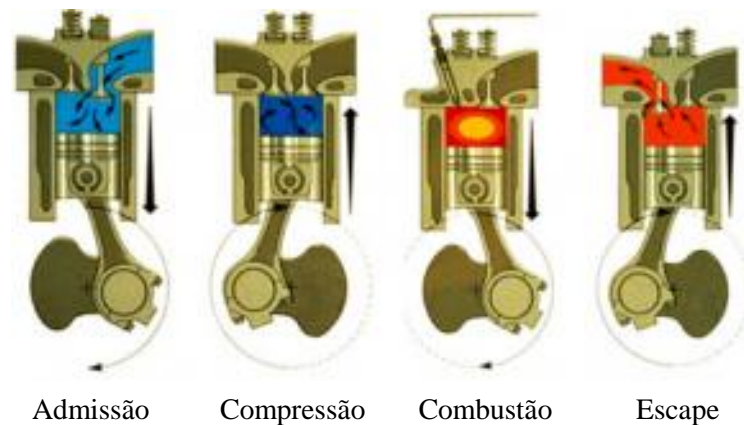


Figura 2.13 – Representação dos 4 tempos do motor Diesel (Björn's Auto)

2.2.2 Elementos Principais de um Motor Diesel

Para compreender melhor as solicitações impostas ao veio de manivelas, é importante conhecer a função dos componentes que interagem com o veio motor (Figura 2.14). Será feita uma breve explicação dos elementos principais de um motor Diesel demonstrando a sua importância.

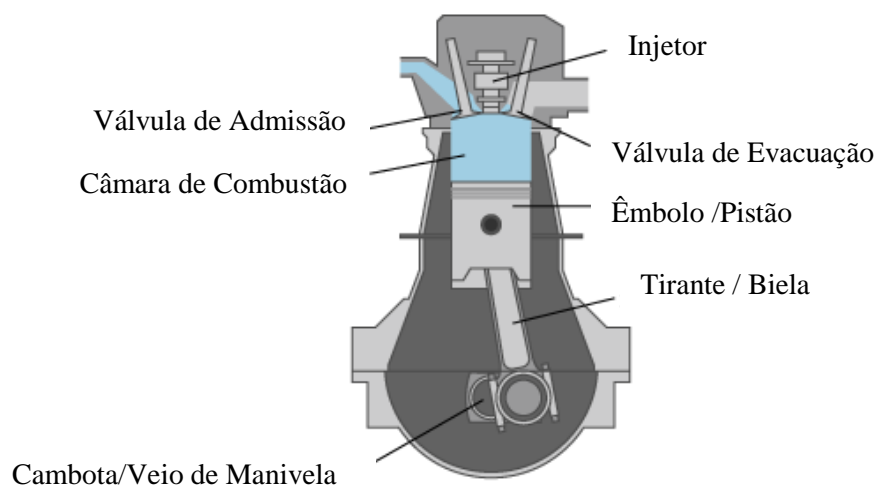


Figura 2.14 – Esquema simplificado do motor de combustão interna (Energy Efficiency)

Um motor diesel é composto por centenas de peças e todas contribuem para o bom funcionamento do mesmo; cada uma tem a sua função e são dimensionadas para os requisitos funcionais. Na figura 2.14 é demonstrada uma vista geral de um motor Diesel.

Veio de Manivelas (Cambota):

O veio de manivelas tem como principal função, em conjunto com o tirante (biela), converter o movimento linear do êmbolo em movimento rotacional. O veio é apoiado nos moentes de apoio (figura 2.15), que são integrados no bloco do motor, e o movimento rotacional provém dos moentes de manivela onde são aplicados os tirantes/bielas. É devido a esta excentricidade em relação ao eixo de rotação que cria o momento de torção ou o binário no veio de manivelas, promovendo a sua rotação, sendo ainda necessário introduzir contrapesos para melhorar o seu funcionamento, como será visto mais adiante.

De forma a promover a inércia rotacional, é necessário que uma massa considerável seja acoplada ao veio de manivelas, chamado de volante; esta ligação é feita através de uma flange (Figura 2.15).

Para não existir contacto direto entre peças e diminuir o atrito, e de modo a prolongar a vida útil dos elementos, são instaladas capas, também denominadas por bronzes, entre os moentes da manivela e os tirantes. O veio de manivelas possui canais de lubrificação no seu interior que têm como função conduzir o óleo desde os moentes de apoio até aos moentes de manivela, com o intuito de os lubrificar e de os arrefecer.

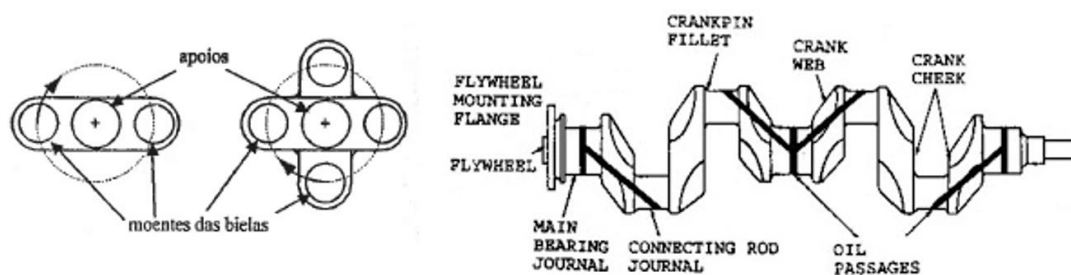


Figura 2.15 - a) Veio de manivelas de 1 e 2 planos; b) Esquema de veio de manivelas. Adaptado de (Jorge Martins, 2006)

Tirante (Biela):

O tirante (figura 2.16) é o elemento que estabelece a ligação entre o êmbolo e o veio de manivelas. A sua ligação ao êmbolo é feita no pé do tirante através da cavilha do êmbolo e a ligação ao veio de manivelas é feita na cabeça do tirante. Tal como nos moentes de apoio, igualmente nesta situação são utilizados bronzes/casquilhos entre as superfícies de ligação.

Êmbolo (Pistão):

É o elemento que recebe a força exercida pela combustão e o seu movimento linear de vaivém define os 4 tempos do ciclo de Diesel. A força resultante da expansão dos gases durante a combustão é aplicada na sua face superior, a coroa (figura 2.16), transmitindo-a por sua vez ao tirante, através da cavilha do êmbolo.

O êmbolo desliza dentro da camisa com a tolerância necessária e possui cavidades na saia onde se localizam os segmentos que garantem a vedação da câmara de combustão, impedindo a passagem de gases para o interior do motor e asseguram que não há passagem de óleo para a câmara de combustão

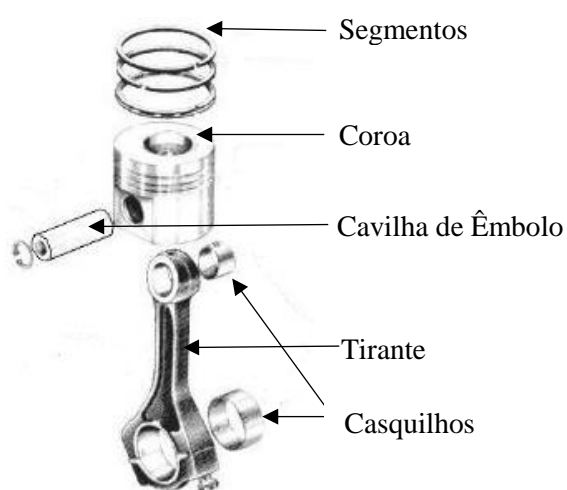


Figura 2.15 – Êmbolo e Tirante

Válvulas:

As válvulas (figura 2.14) têm como função permitir a entrada e a saída de gases do cilindro, fechando ou abrindo a passagem entre o cilindro e o coletor de admissão ou de escape. Deste modo, existem dois tipos de válvulas, válvula de admissão e válvula de escape, que, fisicamente, são idênticas. A válvula de admissão permite a entrada de ar para dentro do cilindro

e a válvula de escape permite a evacuação dos gases resultantes da combustão para fora do cilindro.

Câmara de combustão:

É na câmara de combustão que ocorre a combustão da mistura de combustível com o ar e a energia perdida sob a forma de calor é transferida para as paredes da câmara de combustão. É no interior da câmara que se desloca o êmbolo e para prolongar e facilitar a manutenção do motor é colocada uma camisa, que serve de envólucro ao êmbolo. Entre a camisa e o bloco do motor existe uma cavidade para a circulação do líquido de arrefecimento que transfere o excesso de calor para o exterior do motor.

2.2.3 Funcionamento de um Motor de Multi Cilindros

Até este ponto falou-se apenas acerca do funcionamento de motores de combustão interna com apenas um cilindro, que tem a sua utilidade restringida a aplicações simples, como veículos de pequenas dimensões, motociclos e algumas máquinas de trabalho em que a potência necessária é baixa. Seria possível aumentar a dimensão do êmbolo até obter a potência necessária, mas com o aumento do tamanho do êmbolo vem o aumento da massa que aumenta as forças de inércia provocadas pelo deslocamento do êmbolo e o formato do motor não seria o mais prático para algumas aplicações; nos casos em que se requer uma elevada potência, usam-se motores com múltiplos cilindros, com vários formatos, em que todos os cilindros funcionam numa sequência predefinida, e são usados tantos cilindros quantos os necessários (Figura 2.17).

Os cilindros podem ser dispostos em várias configurações; contudo, a configuração mais comum é a que coloca os cilindros em linha, quer pela sua simplicidade de produção quer de manutenção. Se for necessário um elevado número de cilindros, e querendo manter o motor

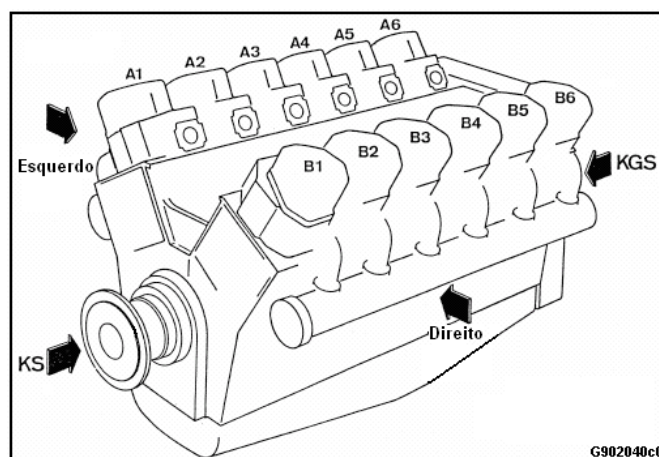


Figura 2.16 – Representação do motor MTU (MTU Friedrichshfen, 1993)

compacto, os cilindros são dispostos em “V”, onde existem dois bancos de cilindros em linha, que partilham a sua união no veio de manivelas.

Ambos os motores em estudo – MTU e Pielstick - partilham esta configuração, isto é, são formados por 12 cilindros em “V”, e, como será explicado mais adiante, este tipo de motor tem a vantagem de ter um funcionamento mais suave.

2.2.4 Sobrealimentação

A sobrealimentação é um método utilizado para aumentar a eficiência volumétrica do motor, permitindo aumentar a quantidade de ar admitida, aumentando também proporcionalmente a quantidade de combustível; logo, a energia libertada será maior, aumentando assim a potência útil do motor. Porém, este aumento de potência implica um aumento nas forças aplicadas ao veio de manivelas.

O método mais eficaz de garantir a sobrealimentação é aproveitar os gases de escape, que são desperdiçados pelo motor, para fornecer energia a uma turbina que por sua vez faz girar um compressor que comprime o ar admitido para o interior do cilindro (Figura 2.18). Para aumentar a eficiência, a massa de ar comprimida passa por um permutador de calor, que arrefece a massa de ar aumentando a massa específica de ar dentro do cilindro.

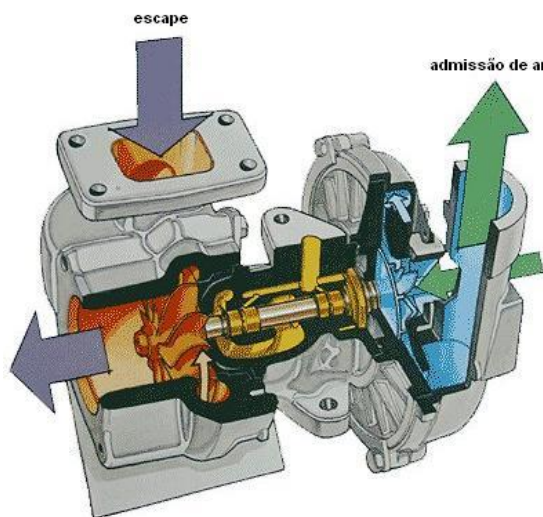


Figura 2.17 – Esquema de um turbocompressor (Munin)

2.2.5 Alinhamento do Veio de Manivelas

O veio de manivelas de um motor diesel de um navio é um componente de grandes dimensões e peso, o que significa que, para manter uma boa operação do motor, este deverá deformar-se o mínimo possível durante o seu funcionamento. O peso total do veio de manivelas é suportado pelos bronzes dos moentes de apoio. Ao fim de um período de tempo de funcionamento do motor, o desgaste nos moentes poderá não ser uniforme ao longo do comprimento do veio, o que significa que a cambota não conservará o alinhamento longitudinal e poderá deformar-se excessivamente em alguns pontos, que poderão não ser observáveis a olho nu, mas suficientes para causar falhas precoces por fadiga.

Também é possível que durante a compressão ou ignição no cilindro, ocorra a flexão exagerada do veio de manivelas devido a excesso de folga nos moentes; desta forma, o excesso de folga num moente de escorregamento pode resultar na transferência de toda a sua carga para os rolamentos/moentes vizinhos, provocando o seu desgaste prematuro.

O mau alinhamento entre o motor e o veio acionado também pode provocar flexão no veio de manivelas.

É importante referir que durante o processo de montagem do motor é fundamental fazer o alinhamento correcto durante a montagem da cambota e dos moentes de apoio. O alinhamento pode ser feito antes da montagem do motor no navio ou durante a sua montagem no navio. Devido a enorme massa de grande parte dos componentes do motor, poderão existir desvios quando o bloco do motor é colocado nos apoios do navio; se estes desvios não forem retificados poderão introduzir flexão no veio de manivelas por deficiente condição de suporte, como foi descrito anteriormente, e introduzir desalinhamento/deformação no funcionamento do veio de manivelas. Torna-se então necessário medir a flexão do veio de manivelas, regularmente, em períodos de intervalo predefinidos para melhorar a fiabilidade do motor.

2.2.6 Lubrificação

Duas superfícies metálicas, que deslizam uma em relação à outra, geram calor devido ao atrito entre estas; de modo a reduzir o contacto entre metais, é necessário que exista uma película de líquido lubrificante entre os metais em contacto. Se esta película não existisse, a temperatura na superfície de contacto de cada peça iria aumentar até ao ponto de fusão, dando origem ao processo conhecido por gripagem (Jorge Martins, 2006) em que os metais fundidos ficam como que soldadas, impossibilitando o movimento.

Sendo a lubrificação essencial para impedir o contacto entre superfícies em movimento, o que reduz as perdas mecânicas devido ao menor atrito entre as peças, a lubrificação também ajuda na estanqueidade do êmbolo e ajuda a refrigerar as partes móveis. Existem diversos sistemas de lubrificação, sendo que o sistema por pressão de óleo é o mais adotado nos motores de combustão interna; neste sistema o óleo armazenado no cárter é pressurizado por uma bomba que o força a circular pelas galerias existentes, de modo a chegar a todos os pontos de lubrificação necessários.

2.2.7 Vibrações Mecânicas

A variação periódica de pressões dentro da câmara de combustão, em conjunto com as forças de inércia durante o ciclo de funcionamento de um motor de múltiplos cilindros, produz vibrações que põem em causa o bom funcionamento do motor, reduzindo o seu tempo de vida útil (Homik, 2010).

O veio de manivelas é um dos componentes que está exposto aos efeitos de vibrações. As variações de forças impostas nos êmbolos geram:

- Vibrações transversais (Figura 2.19 a);
- Vibrações axiais (Figura 2.19 b);
- Vibrações torsionais (Figura 2.19 c);

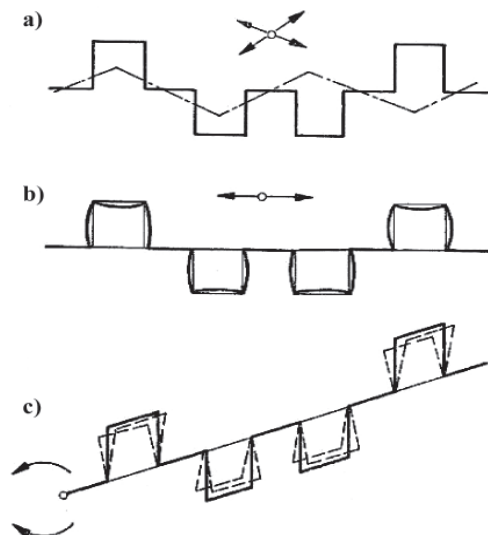


Figura 2.18 – Tipos de vibração de um veio de manivelas. (Homik, 2010)

As vibrações transversais são responsáveis pela flexão longitudinal do veio, entre os pontos de apoio; porém, não representam o maior risco devido ao grande número de apoios que limitam a liberdade de movimento transversal do veio.

As vibrações axiais não dependem dos ciclos de carga do motor, pois a sua direcção não corresponde com as forças aplicadas pelos êmbolos. As principais causas destas vibrações são exteriores ao motor, e são uma causa comum de falhas em motores de propulsão de navios.

Vibrações torsionais são as que apresentam mais risco no funcionamento do motor, pois são as únicas que não são constrangidas fisicamente; dependem apenas da rigidez do conjunto das peças, e não se propagam para outros elementos do motor, sendo difíceis de detectar. Torna-se importante conhecer os seus modos de vibração para não ocorrerem situações de ressonância provocadas pela periodicidade dos motores alternativos. Os engenheiros projetistas fazem todos os esforços para colocar as frequências de excitação fora do campo das frequências naturais do veio de manivelas. Este problema nem sempre é resolvido e é necessário introduzir um amortecedor de vibrações torsionais no veio.

2.2.8 Amortecedor de Vibrações

O amortecedor de vibrações tem como função reduzir a amplitude de vibrações torsionais e quando são corretamente dimensionados podem reduzir até 10 vezes a sua amplitude (Wojciech Homik, 2010).

São utilizados 4 tipos diferentes de amortecedores em motores de navio:

- Amortecedor de Fricção;
- Amortecedor de Borracha;
- Amortecedor Viscoso;
- Amortecedor de Mola.

O amortecedor por fricção foi o primeiro a ser utilizado em motores de navio. Funciona aproveitando o momento de inércia de um anel que, quando é superior ao momento de fricção, resulta num amortecimento do movimento circular. Transforma a energia da vibração em calor por fricção. Tem a desvantagem de requerer manutenção em curtos períodos pela sua tendência ao desgaste, e não consegue manter a eficácia durante muito tempo, podendo mesmo gerar desalinhamentos no veio. Por este motivo caíram em desuso.

O amortecedor de borracha aproveita o efeito de absorção de energia da borracha para amortecer a energia da vibração. A falta de estabilidade das propriedades físicas da borracha ao longo do tempo ditaram o fim ao uso deste amortecedor.

O funcionamento do amortecedor viscoso consiste em dissipar a energia das vibrações num fluido. Um anel de inércia flutua dentro de um compartimento acoplado ao veio de manivelas, e os picos de aceleração são absorvidos pelo fluido devido ao movimento relativo entre o anel e o compartimento. As altas temperaturas do fluido durante o funcionamento, neste caso óleo de silicone, reduziam o tempo de vida e reduziam a viscosidade do fluido, perdendo o efeito de amortecimento. Este problema nunca é totalmente eliminado, e nunca se obteve uma grande eficácia.

O amortecedor de molas torsionais é o sistema mais comumente utilizado e existem 2 tipos de molas, molas em casquilho e molas em lâminas retas. Tem a vantagem de ser um sistema mais compacto, apresentar maior resistência e durabilidade, permite temperaturas de funcionamento superiores e impõem um momento de inércia inferior ao veio de manivelas, quando comparado que os sistemas anteriores, melhorando a eficiência do motor.

Têm o mesmo princípio de funcionamento dos outros sistemas, mas usa molas metálicas para absorver a energia das vibrações.

2.3 Método de Elementos Finitos

2.3.1 Introdução

A previsão do comportamento mecânico dos materiais e dos elementos mecânicos nem sempre é fácil de concretizar, dependendo do grau de complexidade, tanto de formas geométricas, como de cargas aplicadas, que complicam a aplicação das equações que regem o seu comportamento.

A aplicação da simulação numérica com base no método de elementos finitos desempenha atualmente um papel importante no desenvolvimento de novas metodologias de concepção, projeto e fabrico, pois permitir criar um ambiente virtual em que, na ótica do utilizador, permite criar um número infinito de soluções, sem ter os gastos necessários de efetuar testes físicos em elementos mecânicos, sendo apenas necessário efetuar testes de correlação entre o mundo virtual e o mundo real.

A ideia fundamental do método de elementos finitos baseia-se na discretização do domínio de aplicação das equações derivadas parciais que descrevem o comportamento macroscópico dos materiais através de subdomínios de tamanho finito, denominados elementos. Cada elemento é constituído por pontos nodais nos quais são definidas as variáveis físicas. (Jorge Rodrigues, 2010)

Este método está apenas limitado pela capacidade de processamento computacional disponível para o utilizador. Na resolução de problemas existem determinadas vertentes a ter em conta na aplicação do método de elementos finitos e que por sua vez afetam o tempo de processamento.

- Análise Linear e não linear:

Na análise do comportamento mecânico de uma estrutura é necessário verificar se as tensões calculadas numa primeira análise linear se situam no regime linear elástico do material, caso contrário é necessário passar para uma análise do tipo não-linear que permite uma maior aproximação no nível de deformação calculado quando a estrutura atinge tensões induzidas superiores à tensão de cedência do material.

- Análise modal:

A análise modal é utilizada para conhecer as frequências naturais de uma estrutura e respetivos modos de vibração. Esta análise é importante durante o dimensionamento de uma estrutura para que as forças dinâmicas aplicadas na estrutura não se aproximem das frequências naturais, de modo a evitar a ressonância da estrutura e causar danos que poderão ser irreparáveis. Para que estes resultados sejam fidedignos é necessário que o modelo tridimensional da estrutura seja feito com o maior rigor possível para evitar erros de correlação com a estrutura real.

2.3.2 Malha de elementos finitos e condições de fronteira

É na geração da malha de elementos finitos que se faz a discretização de um problema grande em vários problemas pequenos, chamados elementos finitos. A interação entre cada elemento finito é feita pelos nós e é esta interação que permite chegar ao resultado do problema maior.

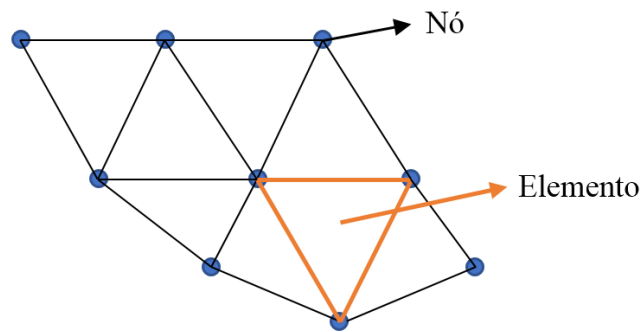


Figura 2.20 - Exemplo do efeito do tamanho dos elementos finitos na forma da peça

A criação da malha de elementos finitos torna-se a principal característica que define a qualidade dos resultados e a sua aproximação com a realidade. A qualidade da malha depende de como esta se adapta à geometria da estrutura, normalmente superfícies curvas e de pequenas dimensões; estas são áreas críticas e as zonas de maior interesse do ponto de vista da análise. Torna-se então importante criar uma malha com resolução suficiente para que os resultados sejam satisfatórios (Figura 2.21), mas que não consuma demasiado tempo na resolução do problema.



Figura 2.21 - Exemplo de malhas de elementos finitos com refinamento crescente

Para este problema existem dois tipos de elementos finitos, lineares e quadráticos (Figura 2.22). A escolha de qual usar depende da geometria da estrutura a analisar. Os elementos lineares são mais simples e permitem resultados satisfatórios sem necessitar de muito tempo de computação. Para estruturas mais complexas os elementos quadráticos oferecem melhores resultados à custa do tempo de computação.

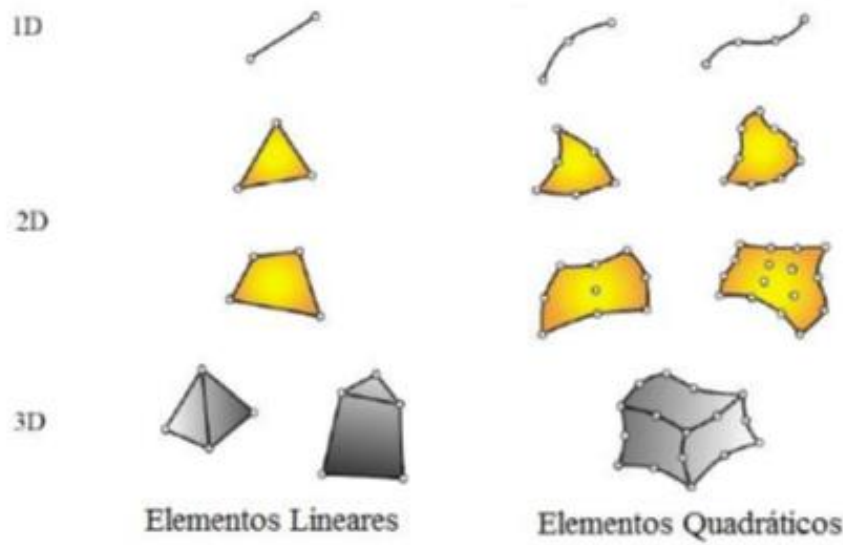


Figura 2.22 - Elementos constituintes de uma malha, adaptado de (Eduardo Simões, 2016)

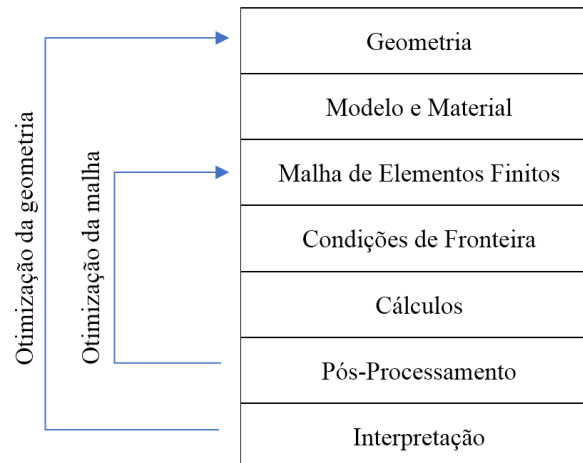
As condições de fronteira definem as interações impostas do modelo tridimensional com o exterior, sejam as condições de apoio sejam as forças aplicadas.

A matriz \mathbf{K} (Equação 30) é a matriz de rigidez dos elementos e especifica a relação existente entre o modelo do material e o vector \mathbf{F} correspondente às forças exteriores aplicadas na malha. O vector \mathbf{u} representa o vector de deslocamentos (Jorge Rodrigues, 2010).

$$\sum_{n=1}^M \{K^n u^n = F^n\} \quad (30)$$

A análise de problemas estruturais corresponde a um ciclo de otimização até se obter o resultado pretendido e geralmente segue os passos da tabela seguinte (Tabela 2.1):

Tabela 2.1 – Fluxograma de modelação em Elementos Finitos. Adaptado de (Eduardo Simões, 2016)



2.4 Casos de Falhas Relatados de Veios de Manivelas

Para o estudo do comportamento mecânico do veio de manivelas é importante analisar casos relatados de falhas similares que foram alvo de estudo em artigos científicos recentes.

Estes estudos concentram-se na análise do crescimento e propagação de fendas por fadiga e a sua origem e a sua concordância com a teoria aplicada; porém, não são estudadas medidas de prevenção para melhorar a fiabilidade e evitar falhas catastróficas dos equipamentos.

No artigo de Villanueva, J.A. *et al.* 2011, são estudados 3 veios de manivelas de um motor Diesel de 12 cilindros dispostos em V, com 1.8 MW de potência útil, que funcionam a uma velocidade nominal de 1050 rpm, utilizados em locomotivas. Estes motores são desmontados periodicamente, em intervalos de 400 000 km, para manutenção e durante esta fase o veio de manivelas é inspecionado com técnicas não destrutivas para detetar a existência de fendas.

- No veio número 1, a falha iniciou-se no boleado da manivela número 4 e propagou-se, com um ângulo de 45° em relação ao eixo do veio, até ao moente de apoio número 5. A superfície da fractura apresenta as características particulares de uma falha por fadiga, e as estrias de fadiga permitem identificar o local da nucleação da fenda. A análise feita à

superfície dos moentes excluiu a falta de lubrificação como causa da falha, tendo sido concluído que a causa desta falha terá sido a grande concentração de tensões no boleado da manivela e que apenas os carregamentos de funcionamento foram suficientes para iniciar o processo de fadiga.

- No veio número 2, a falha iniciou-se na superfície do segundo moente de apoio e propagou-se até à ocorrência de fratura total. Marcas na superfície do moente apontam para a existência de atrito entre o veio e o rolamento que pode ter como origem o desalinhamento dos apoios ou falta de lubrificação. Os ciclos de aquecimento e arrefecimento gerados pelo atrito e a rotação do veio deram origem a uma pequena fenda por fadiga térmica, que, em conjunto com o ciclo de funcionamento do motor, se propagou.
- No veio número 3 foram detetadas, durante a manutenção periódica, microfissuras na superfície do segundo moente de apoio, tal como ocorreu no veio número 2. Foi possível reparar a superfície do moente e continuar a utilização do veio.

No artigo de Ktari, A. *et al.* 2011 é estudado um veio de manivelas de um motor gerador Diesel sobrealimentado, de 16 cilindros dispostos em V, com uma potência nominal de 1500 kW a 1500 rpm, que estava acoplado a um amortecedor de vibrações torsionais visco elástico. O material do veio foi testado e as propriedades mecânicas do veio corresponderam aos valores esperados.

O veio sofreu uma fractura completa após 20 000 horas de uso contínuo a uma velocidade próxima da velocidade máxima. A fractura iniciou-se no boleado do moente de apoio e pela observação da superfície da fractura, cerca de 70% correspondeu à propagação da fenda o que indica que se propagou lentamente, indício de fadiga com muitos ciclos e de baixa gama de tensões aplicada.

No artigo de Patil, A. *et al.* 2014, é feita uma compilação de diversos casos de falhas em veios de manivela devido a fadiga.

- Silva (2003) investigou um veio de manivelas do motor Diesel de um automóvel. Ao fim de 30 000 km de uso o veio foi sujeito a uma retificação; este sofreu uma falha catastrófica 1 000 km após a manutenção. A causa de falha indicada foi a má execução do processo de polimento dos moentes, que resultou na criação de pequenas fendas de fadiga na superfície dos moentes, danificando o moente.

- Becerra *et al.* (2011) investigou o veio de manivelas de um compressor utilizado num sistema de refrigeração. O estudo foi conduzido por simulação das condições de trabalho e foi realizado um teste de dureza do material. Foi concluído por análise da superfície da fractura e pela simulação que a rotura se deveu ao excesso de binário aplicado.
- Bhaumik *et al.* (2002) investigou a origem da falha de um veio de manivelas de um avião de transporte. A fractura ocorreu no moente 2 devido ao atrito desenvolvido entre os moentes e os rolamentos devido à carga axial no veio. O contacto entre superfícies desbastou a região, reduzindo a resistência mecânica do veio.
- Pandey (2003) realizou a investigação num veio de manivelas de aço carbono com falhas prematuras nos boleados; foram conduzidos diferentes ensaios mecânicos de avaliação das propriedades do material. A análise concluiu que o processo que produção do veio teria de ser mais rigoroso de modo a evitar descontinuidades excessivas na zona da manivela.
- Xuanyang Lei *et al.* (2007) realizou um estudo sobre os efeitos da presença de uma fenda na manivela do veio, com recurso ao Método de Elementos Finitos, relacionando o efeito da profundidade de uma fenda na resposta do veio de manivelas.
- Simon Ho *et al.* (2009) apresentou um estudo para a otimização do processo de forjamento utilizado para melhorar o comportamento à fadiga dos veios de manivela. Pelo Método de Elementos Finitos, foram analisados os diferentes parâmetros do forjamento, tais como a força aplicada, o raio do boleado e o ângulo de aplicação da força, de modo a compreender o efeito das tensões residuais superficiais no desempenho do material à fadiga.

3. Análise dos Casos de Estudo

3.1 Descrição dos Motores em Estudo

Neste trabalho vão ser avaliados e comparados dois veios de manivelas, de dois modelos de motor com as mesmas características físicas e fins semelhantes, mas de fabricantes diferentes.

Tem-se o motor MTU 12V 1163 TB83, utilizado pela Marinha de Guerra Portuguesa nas fragatas da classe “Vasco da Gama”, e o motor S.E.M.T. Pielstick 12 PC2 V 400, também usado na propulsão de navios da Marinha de Guerra Portuguesa.

Tabela 3.1 - Características dos motores em análise

Modelo	MTU 12V 1163 TB83	S.E.M.T. Pielstick 12 PC2 V 400
Nº de cilindros	12 em V, 60°	12 em V, 45°
Volume [dm ³]	139,6	649,9
Curso [mm]	280	431
Diâmetro do cilindro [mm]	230	400
Velocidade [rpm]	700 - 1200	220 - 340
Potência nominal [kW]	2103 - 3600	2230 - 3450
Pressão de sobrealimentação [bar]	2,7 - 3,2	1,2 – 1,8
Binário [kN.m]	28.7	96.8

Ambos os motores são compostos por duas bancas de cilindros, A e B, dispostos em V, representadas na figura 3.1. A sequência de injeção, que corresponde à ordem de combustão dos êmbolos, varia para cada motor. O formato genérico de ambos os motores está representado na figura 3.1.

Para otimizar o rendimento, ambos os motores usam turbocompressores, porém com tecnologias diferentes. O motor MTU utiliza um conjunto de três turbocompressores sequenciais, que permitem manter uma pressão de admissão constante ao longo da gama de rotações do motor, melhorando o desempenho e o consumo de combustível deste. O motor Pielstick utiliza dois turbo compressores, um por cada bancada de cilindros, mas devido à sua pequena gama de funcionamento não há perda de rendimento por parte do motor.

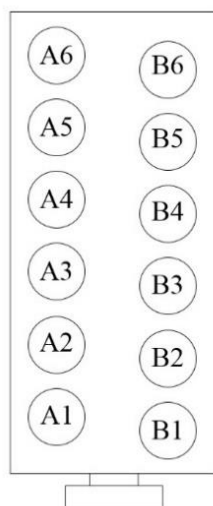


Figura 3.1 – Representação da organização de 12 cilindros de um motor em “V”

A sequência de ignição do motor MTU é: A1 - B1 - A4 - B4 - A2 - B2 - A6 - B6 - A3 - B3 - A5 - B5 (Narciso Gaivota, 2015); a sequência de injeção do motor Pielstick é A1 - B1 - A3 - B3 - A5 - B5 - A6 - B6 - A4 - B4 - A2 - B2. Este motor também funciona no sentido oposto, com uma sequência de ignição diferente, mas para o fim deste trabalho não tem relevância no resultado final.

3.2 Ciclos de Carga

Para se proceder à modelação e simulação das condições de funcionamento é necessário conhecer as direções das forças aplicadas. Os veios de manivelas de ambos os motores têm seis moentes de manivela, distribuídos ao longo do veio, com um moente de apoio entre cada, e cada moente de manivela recebe forças de dois tirantes, um de cada banco de cilindros.

O veio de manivelas tem os moentes de manivela distribuídos aos pares, fazendo um ângulo de 120° entre si, de forma a manter o equilíbrio do veio (Fig. 3.2). Cada moente de manivela corresponde a uma fase diferente no funcionamento do motor, não esquecendo que o ciclo diesel a 4 tempos corresponde a 2 voltas completas da cambota. Sabendo a ordem de ignição e a estrutura física de ambos os veios, é possível criar as tabelas 3.2 e 3.3 que representam as fases de maior importância para a simulação das condições de trabalho.

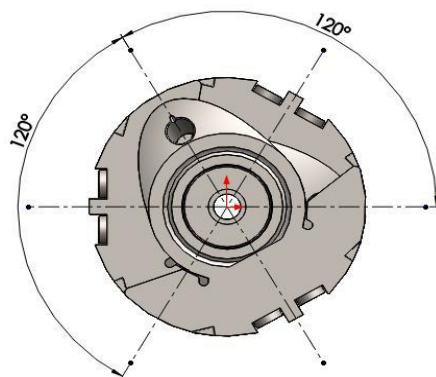


Figura 3.2 – Intervalo angular entre os moentes de manivela do motor MTU, (Narciso Gaivota, 2015)

Tabela 3.2 – Ciclo de funcionamento por cilindro, MTU

	A1	B1	A2	B2	A3	B3	A4	B4	A5	B5	A6	B6
0		Esc.				PMI		PMI				Comp.
30		PMS	Comb.						Adm.			PMS
60	Adm.		PMI	Comb.	Comp.		Esc.		PMI	Adm.	Comb.	
90						Comp.		Esc.				
120		Adm.		PMI	PMS		PMS			PMI		Comb.
150	PMI		Esc.						Comp.		PMI	
180						PMS		PMS				
210		PMI		Esc.	Comb.		Adm.			Comp.		PMI
240	Comp.		PMS			Comb.		Adm.	PMS		Esc.	
270												
300		Comp.		PMS	PMI		PMI			PMS		Esc.
330	PMS		Adm.						Comb.		PMS	
360						PMI		PMI				
390		PMS		Adm.	Esc.		Comp.			Comb.		PMS
420	Comb.		PMI						PMI		Adm.	
450						Esc.		Comp.				
480		Comb.		PMI	PMS		PMS			PMI		Adm.
510	PMI		Comp.						Esc.		PMI	
540						PMS		PMS				
570		PMI		Comp.	Adm.		Comb.			Esc.		PMI
600	Esc.		PMS						PMS		Comp.	
630						Adm.		Comb.				
660		Esc.	Comb.	PMS	PMI		PMI		Adm.	PMS		Comp.
690	PMS			Comb.	Comp.		Esc.			Adm.	PMS	

Tabela 3.3 - Ciclo de funcionamento por cilindro, Pielstick

	A1	B1	A2	B2	A3	B3	A4	B4	A5	B5	A6	B6
0	Adm.		Adm.	Adm.	Esc.	Esc.	Comp.	Comp.	PMI		Comb.	
22,5		PMS		Adm.								PMS
37,5			PMI									
82,5				PMI						PMI		
97,5		Adm.			PMS		PMS					Comb.
142,5			Comp.			PMS		PMS	Esc.			
157,5	PMI			Comp.						Esc.	PMI	
202,5		PMI			Adm.		Comb.					PMI
217,5			PMS			Adm.		Comb.	PMS			
262,5	Comp.			PMS						PMS	Esc.	
277,5		Comp.			PMI		PMI					Esc.
322,5			Comb.			PMI		PMI	Admissã			
337,5	PMS			Comb.						Adm.	PMS	
382,5		PMS			Comp.		Esc.					PMS
397,5			PMI			Comp.		Esc.	PMI			
442,5	Comb.			PMI						PMI	Adm.	
457,5		Comb.			PMS		PMS					Adm.
502,5			Esc.			PMS		PMS	Comp.			
517,5	PMI			Esc.						Comp.	PMI	
562,5		PMI			Comb.		Adm.					PMI
577,5			PMS			Comb.		Adm.	PMS			
622,5	Esc.			PMS						PMS	Comp.	
637,5		Esc.	Adm.		PMI		PMI		Comb.			Comp.
682,5				Adm.	Esc.	PMI		PMI		Comb.		
697,5	PMS					Exc.					PMS	

3.3 Determinação de Forças

A força aplicada nos moentes de manivela depende da pressão instantânea no interior do cilindro para cada momento do ciclo Diesel. Como foi visto na secção 2.2, o ciclo de pressões corresponde às principais forças que atuam no veio de manivelas e será importante ter em conta o seu perfil. Porém, serão tidas em conta as pressões máximas teóricas existentes dentro da câmara de combustão durante o seu funcionamento, e assume-se que as condições são iguais para todos os cilindros, eliminando desequilíbrios nas forças aplicadas.

Para obter as forças que atuam nos êmbolos, é necessário calcular a área de superfície do êmbolo; conhecendo o diâmetro de cada êmbolo (Tabela 3.1) calculam-se as seguintes áreas:

- $A_{\text{êmbolo MTU}} = 41\,548 \text{ mm}^2$
- $A_{\text{êmbolo Pielstick}} = 125\,663.7 \text{ mm}^2$

Tabela 3.4 – Valores de Pressão e de Força para cada tempo do motor. Adaptado de (Narciso Gaivota, 2015) e de (Eduardo Simões, 2016)

	Admissão		Compressão		Combustão		Escape	
	Pressão [bar]	Força [kN]	Pressão [bar]	Força [kN]	Pressão [bar]	Força [kN]	Pressão [bar]	Força [kN]
MTU	2.7	11,22	60	249.3	90	373.9	1	4.15
Pielstick	1.8	22.60	56	703.7	86	1080.68	1	12.56

No capítulo 2 mostrou-se a variação da pressão dentro do cilindro em função da posição do êmbolo (Fig.2.12). Com a informação disponível não foi possível obter esta variação de pressão com o volume para o ciclo de *Diesel*; logo, para o caso do motor MTU, assumiu-se que a pressão é constante e assume o máximo valor para cada tempo do ciclo (Figura 3.3, linha azul). Para o caso do motor Pielstick, variou-se a pressão de forma linear, como demonstrado na figura 3.3, pela linha cor de laranja.

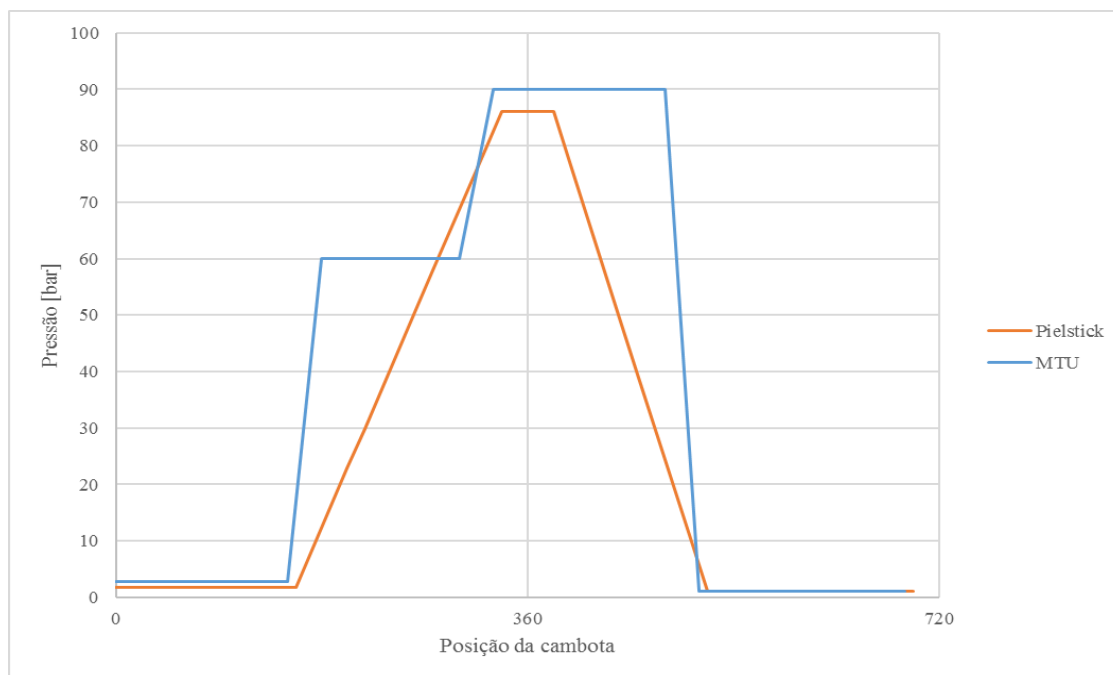


Figura 3.3 – Pressão utilizada na simulação para cada motor

3.4 Material dos Veios de Manivelas

Motor MTU

O veio de manivelas do motor MTU é fabricado num aço ligado 34CrNiMo6 (Narciso Gaivota, 2015), também designado por AISI 4340. O veio é fabricado por forjamento e posteriormente maquinado às dimensões necessárias, sendo depois submetido a um tratamento de endurecimento superficial, com uma têmpera por imersão em água e óleo, resultando no endurecimento da superfície dos moentes com aproximadamente 6 mm de profundidade (Fig. 3.4). As suas principais características mecânicas são apresentadas na tabela 3.5.

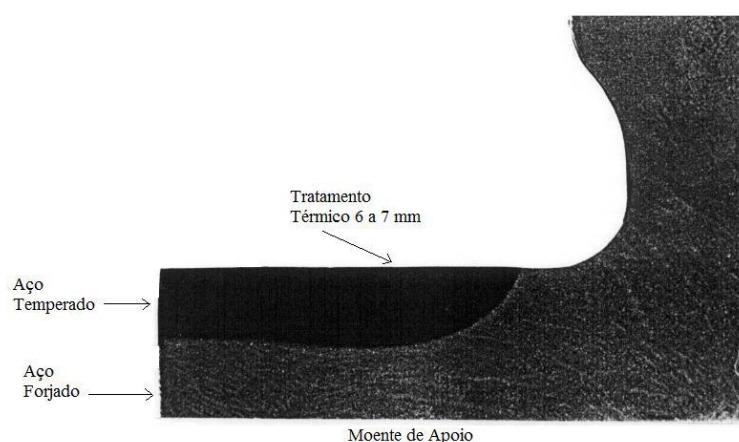


Figura 3.4 – Seção do moente de apoio, tratamento térmico. (Narciso Gaivota, 2015)

Tabela 3.5 - Propriedades mecânicas do aço AISI 4340, adaptado de (Narciso Gaivota, 2015)

Tensão de Cedência [MPa]	Tensão de Ruptura [MPa]	Redução de área [%]	Ductilidade [%]	Resistência ao impacto [J]
815	970 – 1080	62	16	50

Pela observação da tabela 3.5, constata-se que o aço do veio possui uma elevada resistência mecânica; na tabela 3.6 apresenta-se a composição química do aço do veio obtida por análise espectral.

Tabela 3.6 - Composição química do aço ligado 34CrNiMo6 adaptado de (Narciso Gaivota, 2015)

C [%]	Si [%]	Mn [%]	P [%]	S [%]	Cr [%]	Mo [%]	Ni [%]	Al [%]
0.35	0.26	0.59	0.1	0.12	1.61	0.29	1.59	0.006

Motor Pielstick

O veio de manivelas do motor S.E.M.T. *Pielstick* é produzido numa liga de aço denominada por aço *Martin*, cujas propriedades químicas e mecânicas são desconhecidas e constituem segredo industrial, sendo também desconhecidos quais os processos de fabricos e tratamentos térmicos utilizados na produção do veio de manivelas.

Estima-se que o material utilizado seja semelhante ao aço AISI 4140 (Eduardo Simões, 2016), um aço normalmente utilizado em projetos mecânicos, com uma boa resistência térmica e mecânica. As suas principais propriedades mecânicas são apresentadas na tabela 3.7.

Tabela 3.7 – Propriedades mecânicas de AISI 4140, adaptado de (Eduardo Simões, 2016)

Tensão de Cedência [MPa]	Tensão de Ruptura [MPa]	Redução de área [%]	Ductilidade [%]	Resistência ao impacto [J]
415	655	56.9	25.7	207

Na tabela 3.8 apresenta-se a composição química do aço AISI 4140.

Tabela 3.8 - Composição química do material em %, adaptado de (Eduardo Simões, 2016)

Fe [%]	C [%]	Si [%]	Mn [%]	P [%]	S [%]	Cr [%]	Mo [%]	Ni [%]
96.79-97.77	0.38-0.43	0.15-0.30	0.75-1.00	<0.035	<0.04	0.80-1.10	0.15-0.25	1.59

3.5 Verificação das Dimensões dos Veios de Manivela

Para validar a concordância entre as dimensões do veio de manivelas e a teoria de dimensionamento de veios à fadiga, efetuaram-se os cálculos que se apresentam em seguida e que foram introduzidos no capítulo 2.1.3.

Para calcular o momento torsor (M_t) e o momento flector (M_f) máximo de cada veio de manivelas, recorreu-se ao diagrama de corpo livre de cada um, a partir das forças máximas indicadas na tabela 3.4. É de notar que os veios apresentados nos diagramas de corpo livre das Figuras 3.5 e 3.6 correspondem à dimensão de um moente de manivela, sendo a área sem carregamento correspondente ao espaço entre a manivela e os moentes de apoio.

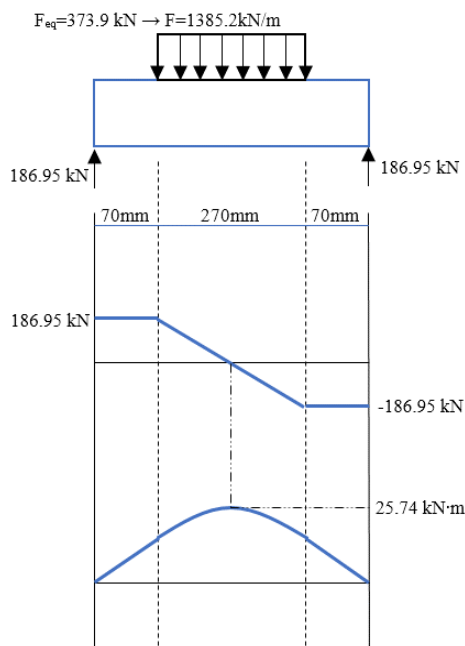


Figura 3. 5 – Diagrama de corpo livre do veio MTU

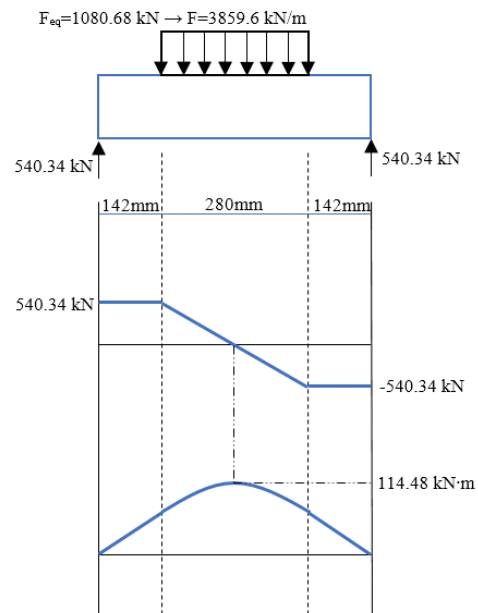


Figura 3.6 – Diagrama de corpo livre do veio Pielstick

Utilizando-se as eq. 17, 24, 25 e 27, assim como um factor de segurança igual a 2 (C. Moura Branco, 2005), obteve-se:

$$d = \left[\frac{32n}{\pi \cdot \sigma_{ced}} (M_f^2 + M_t^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \Rightarrow \begin{cases} d_{MTU} = \left[\frac{32 \times 2}{\pi \times 815} (25.74^2 + 28.7^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} = 98.7 \text{ mm} \\ d_{Pielstick} = \left[\frac{32 \times 2}{\pi \times 415} (114.48^2 + 96.8^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} = 194.5 \text{ mm} \end{cases}$$

Para a equação 24 é necessário conhecer o valor da tensão limite de fadiga corrigida, σ_e . Esta tensão depende dos coeficientes de acabamento superficial (K_S), fiabilidade (K_{fb}), tamanho (K_t), temperatura (K_T) e concentração de tensões, K_f .

Com base na bibliografia disponível (C. Moura Branco, 2005) foi escolhido:

- $K_S \approx 0.75$ (veio maquinado, HB=217 para o aço AISI 4340, HB=197 para o aço AISI 4140)
- $K_{fb} = 0.689$ (fiabilidade de 99.99 %)
- $K_t = 0.75$ (diâmetro igual 200 mm para o veio MTU e 286.5 mm para o veio Pielstick)
- $K_T = 1$ (temperaturas inferiores a 100 °C)
- $K_f = 6$ para MTU; $K_f = 4.75$ para Pielstick ($K_f = K_t$ quando a sensibilidade ao entalhe, $q=1$, que é válido tem termos de segurança (C. Moura Branco, 2005))

Recorre-se à equação 21 para calcular a tensão de corte corrigida à fadiga:

$$\tau_e = (K_S K_{fb} K_t K_T) \frac{\tau_{f0}}{K_f} \Rightarrow \sigma_e = (K_S K_{fb} K_t K_T) \frac{\sigma_{f0}}{K_f}$$

Em que a tensão-limite de fadiga, σ_{f0} é dada por:

$$\begin{cases} \sigma_{f0} = 0.5\sigma_R ; \sigma_R < 1400 \text{ MPa} \\ \sigma_{f0} = 700 ; \sigma_R > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

O que resulta nos seguintes resultados

- $\sigma_{e \text{ MTU}} = 34.88 \text{ MPa}$
- $\sigma_{e \text{ Pielstick}} = 26.72 \text{ MPa}$

E calcula-se o valor do diâmetro do veio, para cada fabricante, admitindo a solução de Soderberg:

$$d = \left[\frac{32n}{\pi} \left[\left(\frac{M_t}{\sigma_{ced}} \right)^2 + \left(\frac{M_f}{\sigma_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \begin{cases} d_{MTU} = \left[\frac{32 \times 2}{\pi} \left[\left(\frac{28.7}{815} \right)^2 + \left(\frac{25.74}{34.88} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} = 246.9 \text{ mm} \\ d_{Pielstick} = \left[\frac{32 \times 2}{\pi} \left[\left(\frac{96.8}{415} \right)^2 + \left(\frac{114.48}{26.72} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} = 443.8 \text{ mm} \end{cases}$$

Para a solução de Soderberg com momento flector variável é necessário calcular o momento flector mínimo, que ocorre durante a fase de escape do cilindro. Em que temos:

- MTU: $M_{fmax} = 25.74 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $M_{fmin} = 0.285 \text{ kN}\cdot\text{m}$ (força de escape)

$$M_{fa} = \frac{M_{fmax} - M_{fmin}}{2} = 12.72 \text{ kN} \cdot \text{m}; M_{fm} = \frac{M_{fmax} + M_{fmin}}{2} = 13.01 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

- Pielstick: $M_{fmax} = 114.48 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $M_{fmin} = 1.3 \text{ kN}\cdot\text{m}$ (força de escape)

$$M_{fa} = \frac{M_{fmax} - M_{fmin}}{2} = 56.59 \text{ kN} \cdot \text{m}; M_{fm} = \frac{M_{fmax} + M_{fmin}}{2} = 57.88 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Durante o funcionamento do motor, o momento torsor não varia, o que significa que

- MTU: $M_{tmax} = 28.7 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $M_{tmin} = 0 \text{ kN}\cdot\text{m}$ (motor parado)

$$M_{ta} = \frac{M_{tmax} - M_{tmin}}{2} = 14.35 \text{ kN} \cdot \text{m}; M_{tm} = \frac{M_{tmax} + M_{tmin}}{2} = 14.35 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

- Pielstick: $M_{tmax} = 96.8 \text{ kN}\cdot\text{m}$; $M_{tmin} = 0 \text{ kN}\cdot\text{m}$ (motor parado)

$$M_{ta} = \frac{M_{tmax} - M_{tmin}}{2} = 48.4 \text{ kN} \cdot \text{m}; M_{tm} = \frac{M_{tmax} + M_{tmin}}{2} = 48.4 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$d = \left[\frac{32n}{\pi} \left[\left(\frac{M_{ta}}{\sigma_e} + \frac{M_{tm}}{\sigma_{ced}} \right)^2 + \left(\frac{M_{fa}}{\sigma_e} + \frac{M_{fm}}{\sigma_{ced}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \begin{cases} d_{MTU} = \left[\frac{32 \times 2}{\pi} \left[\left(\frac{14.35}{34.88} + \frac{14.35}{815} \right)^2 + \left(\frac{12.72}{34.88} + \frac{13.01}{815} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} = 226.9 \text{ mm} \\ d_{Pielstick} = \left[\frac{32 \times 2}{\pi} \left[\left(\frac{48.4}{26.72} + \frac{48.4}{415} \right)^2 + \left(\frac{56.59}{26.72} + \frac{57.88}{415} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} = 392.4 \text{ mm} \end{cases}$$

Para calcular o diâmetro com tendo em conta a deformação de torção máxima permitida tem-se:

$$d = 9.2 \sqrt[4]{\frac{N}{x \cdot n}} \Rightarrow \begin{cases} d_{MTU} = 9.2 \sqrt[4]{\frac{3600}{0.25 \cdot 1200}} = 68.1 \text{ mm} \\ d_{Pielstick} = 9.2 \sqrt[4]{\frac{3450}{0.25 \cdot 340}} = 13.1 \text{ mm} \end{cases}$$

Como é possível observar, os valores obtidos pela solução de Soderberg para veios com flexão alternada é a que melhor se aproxima dos veios reais e por esse motivo pode-se concluir que o diâmetro dos veios de manivela reais poderão estar subdimensionados.

O dimensionamento tendo em conta a torção não tem em conta as tensões variáveis nos veios e, portanto, não é o método mais aconselhado para o dimensionamento de veios com vida à fadiga

4. Simulações numéricas

O estudo dos veios de manivelas pelo método de elementos finitos inicia-se pela definição das condições de fronteira a aplicar no modelo tridimensional, pela aplicação das forças calculadas no capítulo anterior, pela definição e criação da malha de elementos finitos, assim como do modelo do material. Os modelos tridimensionais dos veios de manivelas foram feitos o mais fielmente possível.

4.1 Validação das condições de apoio

Para aplicar as condições de fronteira correctamente, foi necessário validar a sua utilização; começou-se por comparar os apoios disponíveis no *software Solidworks* e que mais se aproximavam com as condições de apoio reais.

O apoio dos veios de manivelas é feito através de vários moentes, como foi mencionado no capítulo 2.3, e com um filme de óleo que impede o contacto directo de metal (casquilhos/capas) com metal (moente). Foi escolhido o apoio de tipo dobradiça (*Fixed Hinge*) para simular o apoio do veio de manivelas, o qual foi validado através do exemplo seguinte.

Utilizando o veio simples do motor MTU apresentado num capítulo anterior, aplicou-se a mesma força na superfície de contacto entre o moente e a biela e compararam-se as tensões teóricas com as tensões calculadas na simulação numérica.

Recapitulando o diagrama de corpo livre, figura 4.1, o momento flector máximo é de 25.74 kN·m o que resulta numa tensão normal:

$$\sigma_{xx} = \frac{M_f}{I_o} y = \frac{25740}{3.059 \times 10^{-5}} \times 0.079 = 66.47 \text{ MPa}$$

$$\bar{I}_o = \frac{\pi r^4}{4} = \frac{\pi * 0.079^4}{4} = 3.059 \times 10^{-5} m^4$$

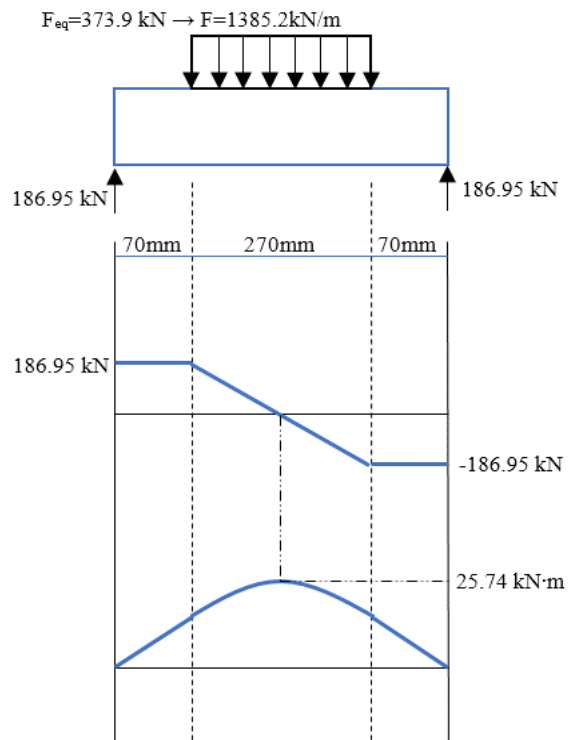


Figura 4.1 – Diagrama de corpo livre de um veio

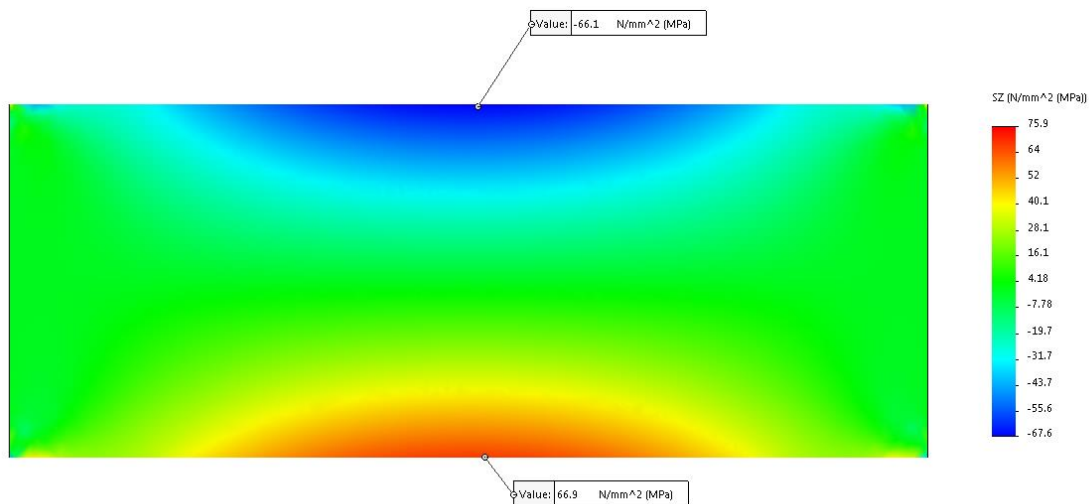


Figura 4.2 – Distribuição de tensões com apoio de rolamento

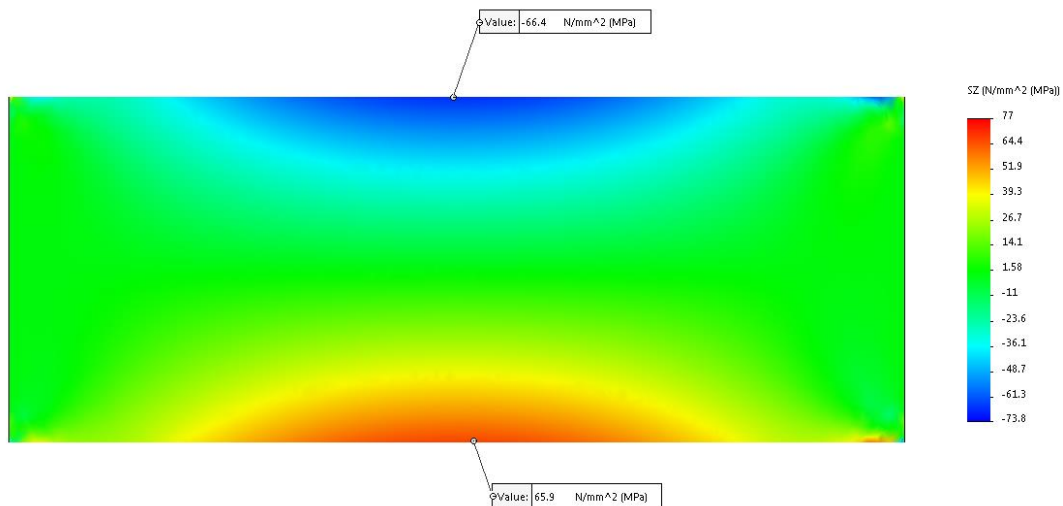


Figura 4.3 - Distribuição de tensões com apoio de dobradiça

Como se pode observar pelos resultados das simulações (Figuras 4.2 e 4.3), as tensões máximas em ambas as situações, 66.9 MPa e 66.4 MPa, obtidas com a condição de apoio de rolamento e de dobradiça, respectivamente, vão de encontro ao valor teórico esperado, o que valida a sua utilização.

Simultaneamente, recorreu-se a um modelo tridimensional de um veio de manivela de baixa complexidade (Figuras 4.7 e 4.8) para verificar quais as condições de fronteira eram as mais adequadas.

Para verificar as tensões apresentadas pela simulação efectuamos os seguintes cálculos:

a) Iniciou-se por calcular o momento torsor criado pela biela no moente de manivela (figura 4.4)

- $A_{\text{embolo}} = 1256.54 \text{ mm}^2$
- $P = 9 \text{ N/mm}^2$ (Pressão aplicada no topo do embolo)
- $F = P \times A_{\text{embolo}} = 9 \times 1256.54 = 11309.76 \text{ N}$
- F decompõem-se em 2 forças

$$\begin{cases} F_1 = F \times \cos(11.31) = 11090.13 \text{ N} \\ F_2 = F \times \sin(11.31) = 2218.04 \text{ N} \end{cases}$$

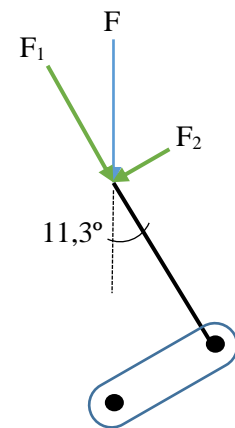


Figura 4.4 – Esquema de forças aplicadas na biela

b) A força F_1 vai criar um momento no veio de manivelas, que irá ficar submetido a torção pura, para o cálculo das tensões recorreu-se aos seguintes cálculos (figura 4.5):

- braço, $l = 10 \text{ mm}$
- $r = 10 \text{ mm}$
- $M_T = F_1 \times 0.01 = 110.9 \text{ N}\cdot\text{m}$ (Momento torsor)
- $\tau = \frac{M_T \cdot r}{J} = \frac{110.9 \times 0.01}{1.57 \times 10^{-8}} = 70.6 \text{ MPa}$ (Tensão de corte na superfície do veio)
- $J = \frac{\pi \cdot r^4}{2} = 1.57 \times 10^{-8} \text{ m}^4$ (Momento de inércia de um círculo)

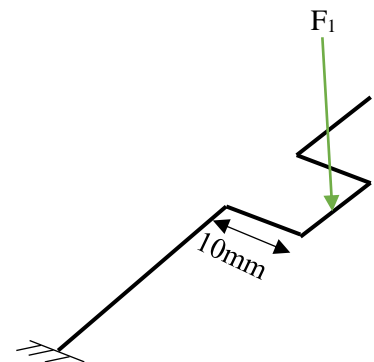


Figura 4.5 – Diagrama livre do veio de manivelas

c) De seguida é necessário calcular as tensões principais para calcular a tensão de *Von Mises*, através do círculo de *Mohr* (figura 4.6):

- O estado de torção pura significa que as tensões máximas correspondem à tensão de corte máxima, porque o círculo está centrado no 0.
- As tensões principais são:

$$\begin{cases} \sigma_1 = 70.6 \text{ MPa} \\ \sigma_2 = 0 \\ \sigma_3 = -70.6 \text{ MPa} \end{cases}$$
- A tensão de *Von Mises* calculou-se pela seguinte equação:

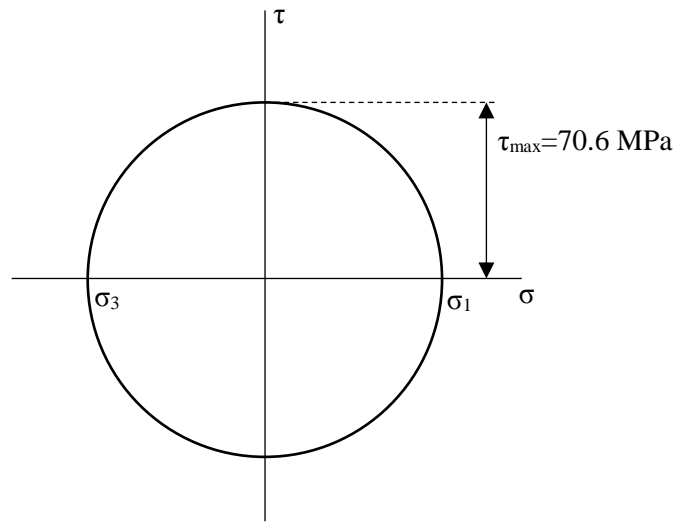


Figura 4.6 – Círculo de Mohr para torção pura

$$\begin{aligned} \sigma_v &= \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \\ &= \sqrt{\frac{1}{2}[(70.6 - 0)^2 + (0 + 70.6)^2 + (-70.6 - 70.6)^2]} \\ &= 122.3 \text{ MPa} \end{aligned}$$

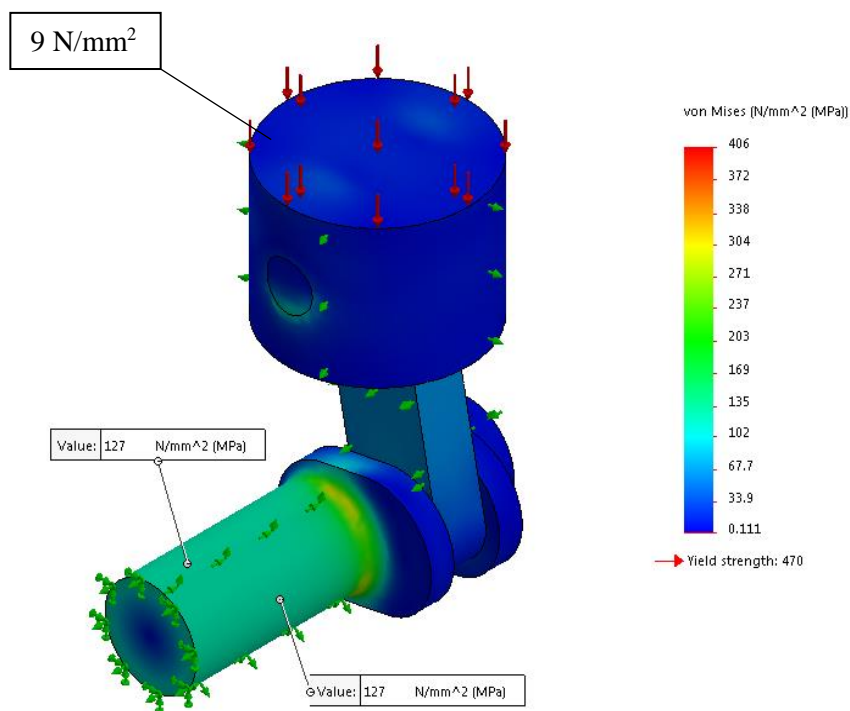


Figura 4.7 - Condição de apoio de tipo dobradiça

Como se verifica na figura 4.7, a tensão de *Von Mises* resultante da simulação numérica de 127 MPa, aproxima-se do valor calculado de 122 MPa, esta variação deve-se ao facto de se ignorar a força F_2 que tem um valor baixo, podendo se desprezar.

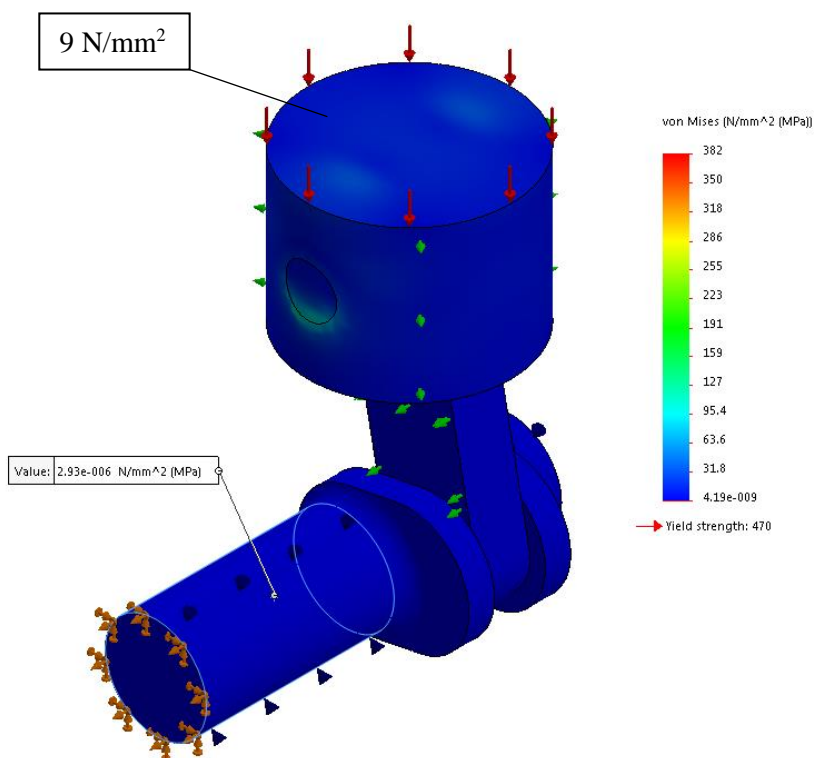


Figura 4.8 - Condição de apoio de tipo rolamento

Observou-se que, quando o apoio de rolamentos foi utilizado (Figura 4.8), a face interior do rolamento impedia a torção do veio de manivelas, o que não correspondia aos apoios

utilizados em ambos os veios de manivelas em estudo; tornou-se então claro que a condição de apoio de tipo dobradiça (Figura 4.7) permitia modelar melhor a condição real de funcionamento

4.2 Análise numérica dos veios de manivelas

4.2.1 Veio de manivelas do motor MTU

As simulações efectuadas consistiram num total de 24 análises lineares para o veio de manivelas do motor MTU e um total de 25 iterações para o motor Pielstick. Foram ainda analisadas as frequências e os modos de vibração de cada veio, assim como novas soluções construtivas que permitem melhorar o tempo de vida dos veios em estudo por diminuição das tensões neles induzidas.

Como foi referido no parágrafo anterior, efectuaram-se 24 análises estruturais ao modelo MTU (Figura 4.9); pelo facto de o ponto morto superior e inferior do motor corresponder a ângulos múltiplos de 30° , foram feitas iterações de 30° em 30° até completar um ciclo de *Diesel* completo, isto é, 2 voltas da cambota (Tabela 4.1).

No motor MTU, as forças presentes na tabela 4.1, decorrentes dos valores calculados na Tabela 3.4, foram aplicadas directamente nos moentes de manivela, demonstrado pelas setas rosa na figura 4.9; as condições de fronteira, indicadas pelas setas verdes, são as dobradiças mencionadas anteriormente, acrescentado-se ainda a colocação de condição encastramento na base do extremo do veio.

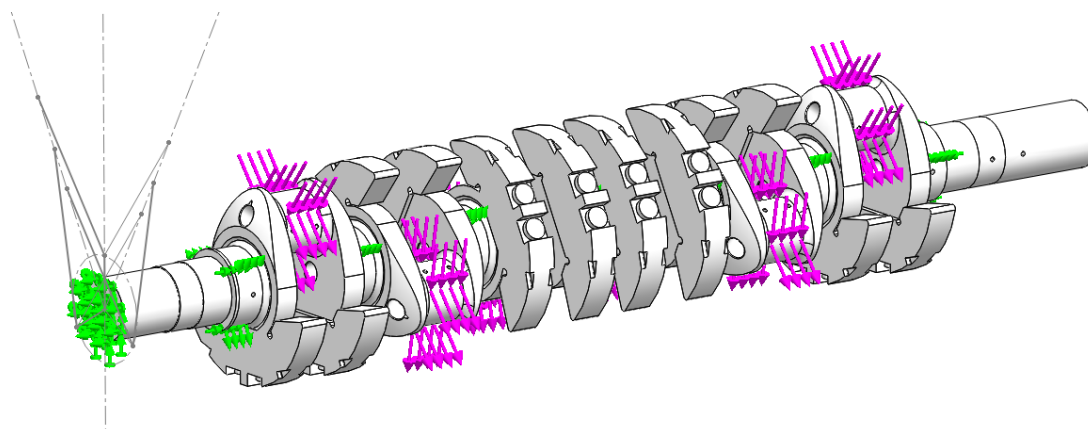


Figura 4.9 - Aplicação das condições de fronteira e forças, com o veio na posição de 0° - MTU

Tabela 4.1 – Forças aplicadas [N] em cada iteração realizada ao veio de manivelas do motor MTU

	A1	B1	A2	B2	A3	B3	A4	B4	A5	B5	A6	B6
0	11220	4150	747860	747860	332380	332380	4150	4150	11220	11220	747860	332380
30	11220	4150	4150	747860	332380	332380	4150	4150	11220	11220	747860	747860
60	11220	11220	4150	747860	332380	332380	4150	4150	332380	11220	747860	747860
90	11220	11220	4150	4150	747860	332380	4150	4150	332380	11220	747860	747860
120	11220	11220	4150	4150	747860	332380	11220	4150	332380	332380	747860	747860
150	11220	11220	4150	4150	747860	747860	11220	4150	332380	332380	4150	747860
180	332380	11220	4150	4150	747860	747860	11220	11220	332380	332380	4150	747860
210	332380	11220	4150	4150	747860	747860	11220	11220	747860	332380	4150	4150
240	332380	332380	11220	4150	747860	747860	11220	11220	747860	332380	4150	4150
270	332380	332380	11220	4150	4150	747860	11220	11220	747860	747860	4150	4150
300	332380	332380	11220	11220	4150	747860	332380	11220	747860	747860	4150	4150
330	747860	332380	11220	11220	4150	4150	332380	11220	747860	747860	4150	4150
360	747860	332380	11220	11220	4150	4150	332380	332380	747860	747860	11220	4150
390	747860	747860	11220	11220	4150	4150	332380	332380	4150	747860	11220	4150
420	747860	747860	332380	11220	4150	4150	332380	332380	4150	747860	11220	11220
450	747860	747860	332380	11220	4150	4150	747860	332380	4150	4150	11220	11220
480	747860	747860	332380	332380	11220	4150	747860	332380	4150	4150	11220	11220
510	4150	747860	332380	332380	11220	4150	747860	747860	4150	4150	11220	11220
540	4150	747860	332380	332380	11220	11220	747860	747860	4150	4150	332380	11220
570	4150	4150	747860	332380	11220	11220	747860	747860	4150	4150	332380	11220
600	4150	4150	747860	332380	11220	11220	747860	747860	11220	4150	332380	332380
630	4150	4150	747860	747860	11220	11220	4150	747860	11220	4150	332380	332380
660	4150	4150	747860	747860	332380	11220	4150	747860	11220	11220	332380	332380
690	4150	4150	747860	747860	332380	11220	4150	4150	11220	11220	747860	332380

A malha de elementos finitos era composta por elementos tetraédricos, com um comprimento de aresta igual a 10 mm, o que corresponde a uma proporcionalidade de 1:298,7 em relação à dimensão do veio de manivelas, como demonstrado na figura 4.10.

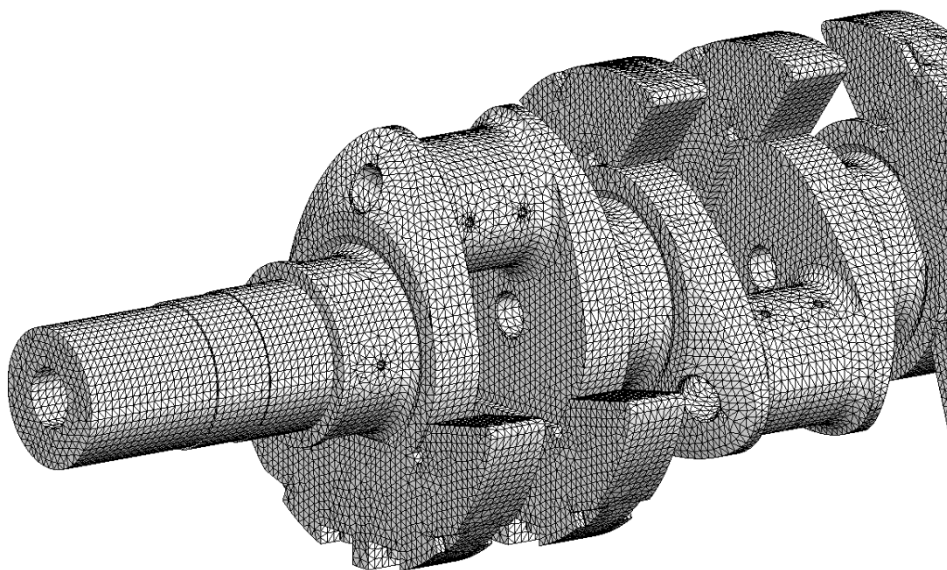
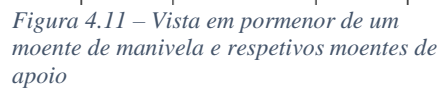


Figura 4. 10 – Malha do modelo tridimensional do veio de manivelas do motor MTU.

Para melhorar a compreensão da localização dos pontos de interesse o anexo 2 mostra a posição de cada ponto e as figuras 4.11, 4.12, 4.13 mostram os locais de interesse.



51

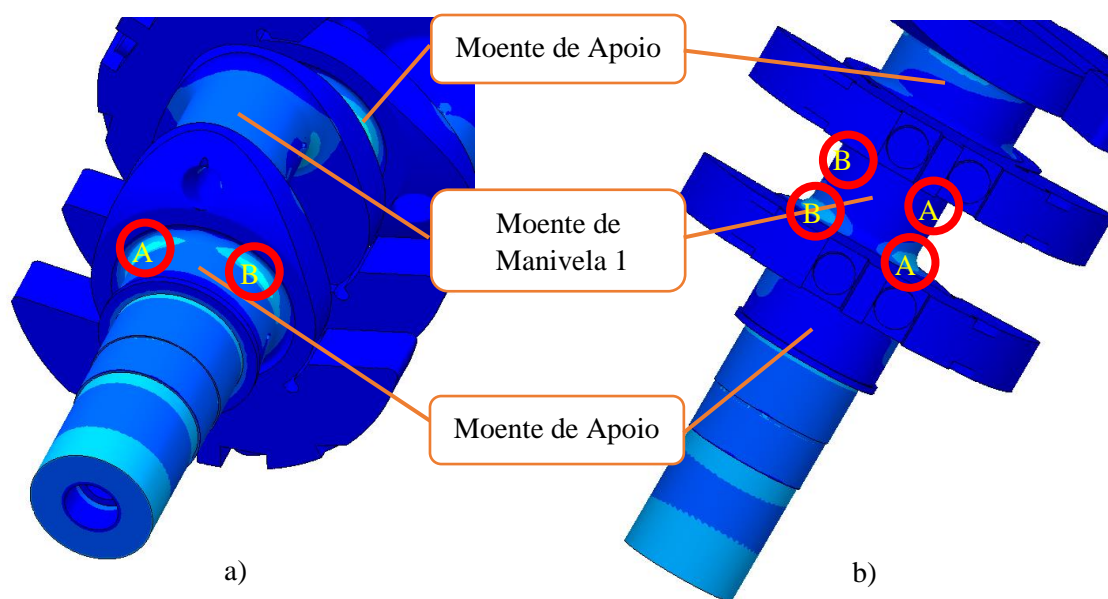


Figura 4.12 – Posição dos pontos de concentração de tensões, vista de cima a) e vista de baixo b).

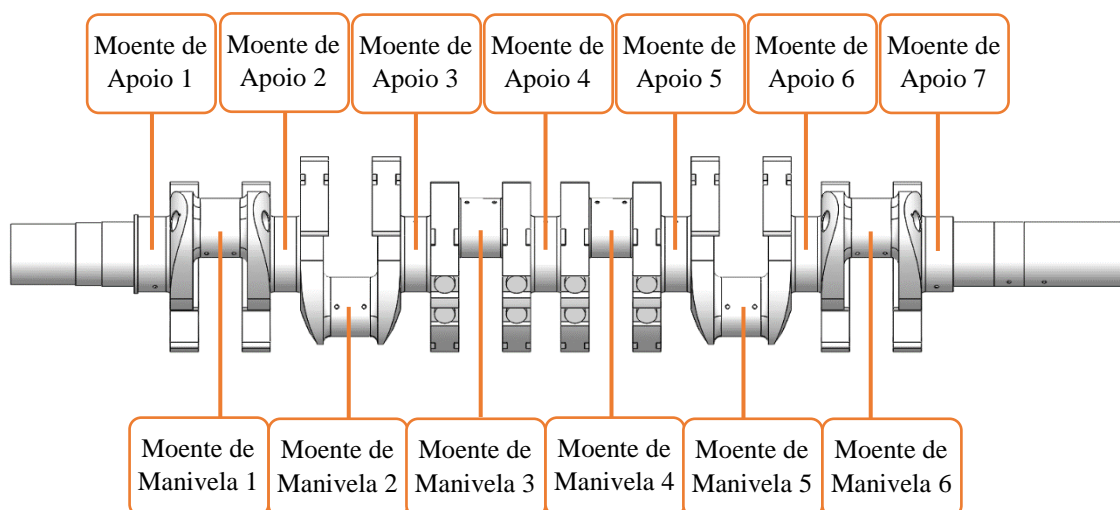


Figura 4.13 - Localização dos moentes de manivela e moentes de apoio no veio

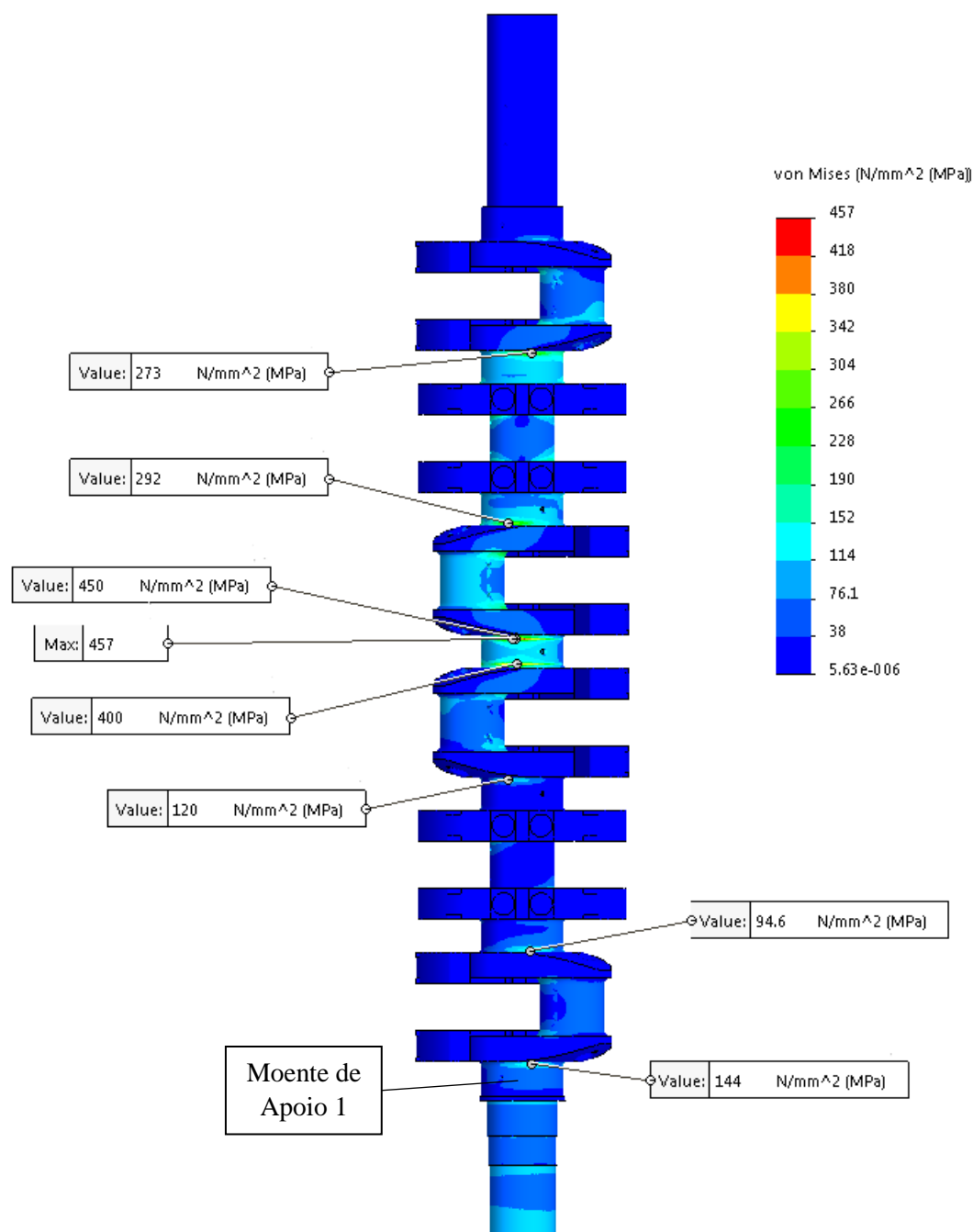


Figura 4.14 – Vista de cima do veio de manivela, na posição de 60°, com alguns pontos de tensão marcados

Na figura 4.14 é possível observar os pontos de concentração de tensões, que se sobressaem pela cor vermelha como mostra a escala de cores. Na figura está representada a posição de 60° e pode-se verificar na figura 4.18 a correlação da tensão mais alta nesta posição

Todos os valores de tensão avaliados encontram-se no anexo 3 sendo o seu resultado apresentado nos seguintes gráficos (Figuras 4.15 – 4.27).

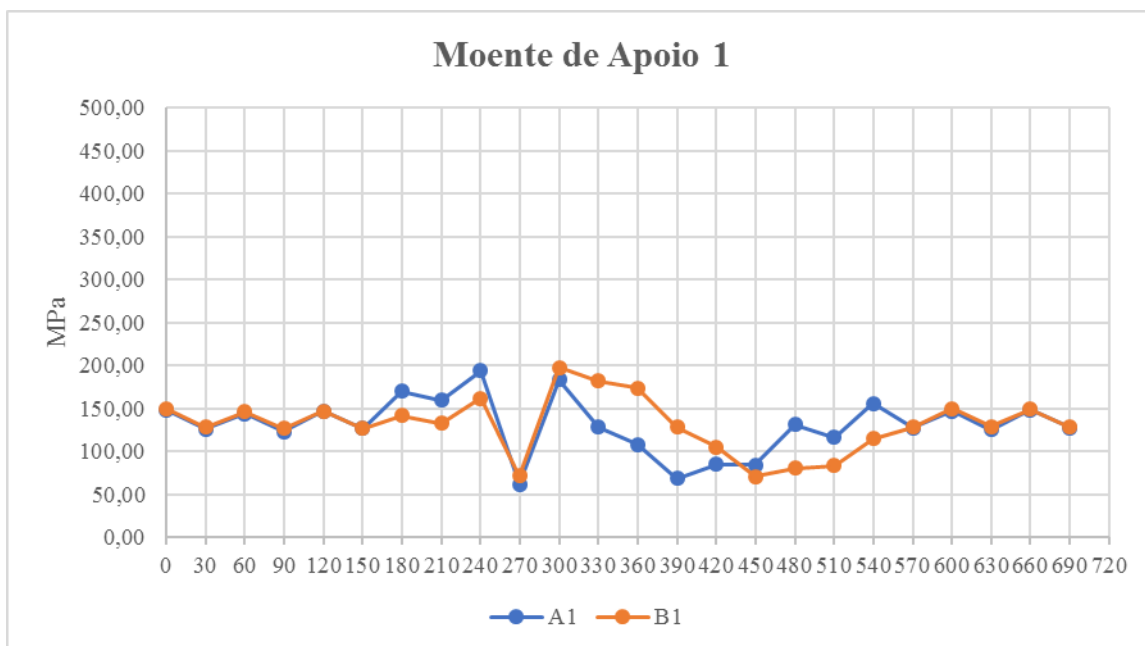


Figura 4.15 – Variação de tensões no moente de apoio 1 - MTU

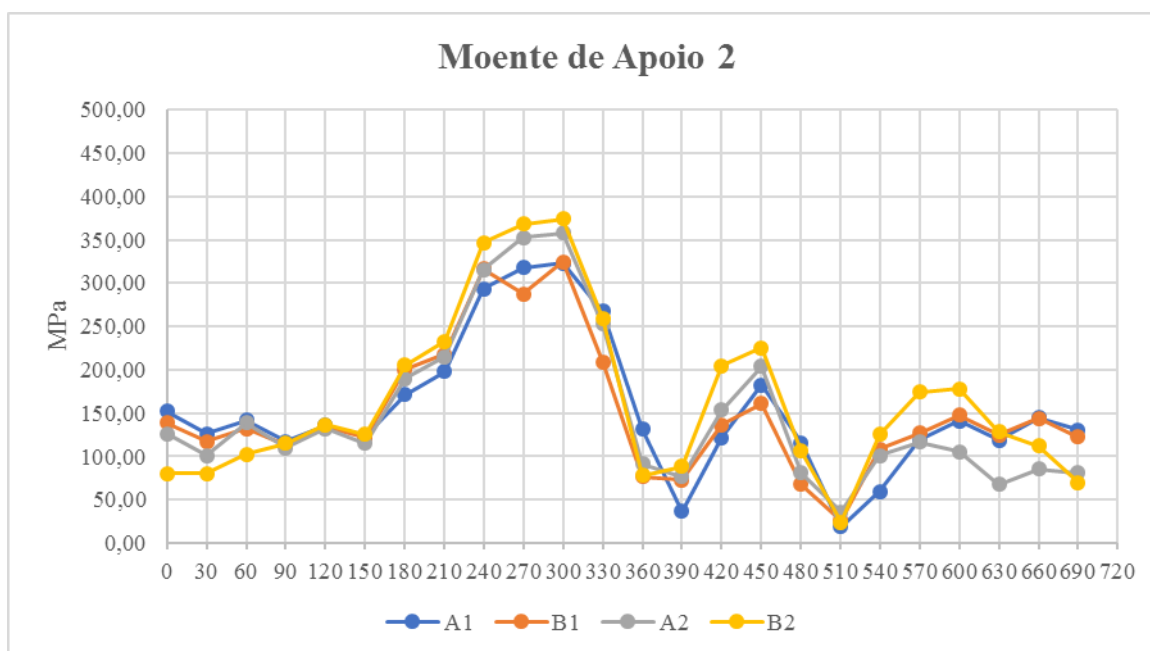


Figura 4.16 - Variação de tensões no moente de apoio 2 - MTU

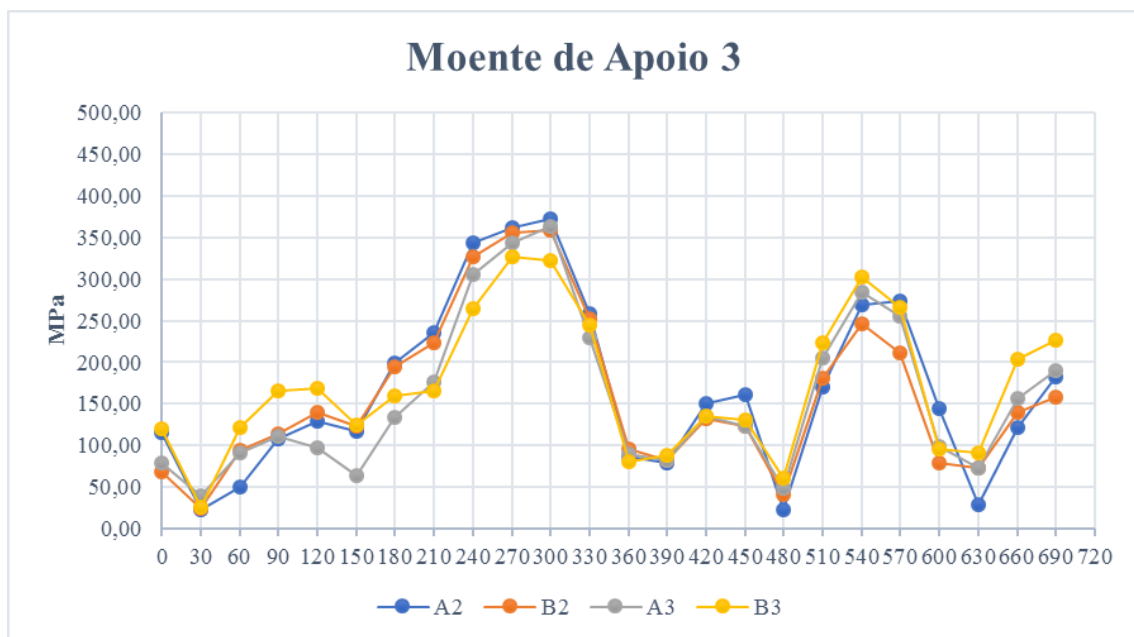


Figura 4.17 - Variação de tensões no moente de apoio 3 - MTU

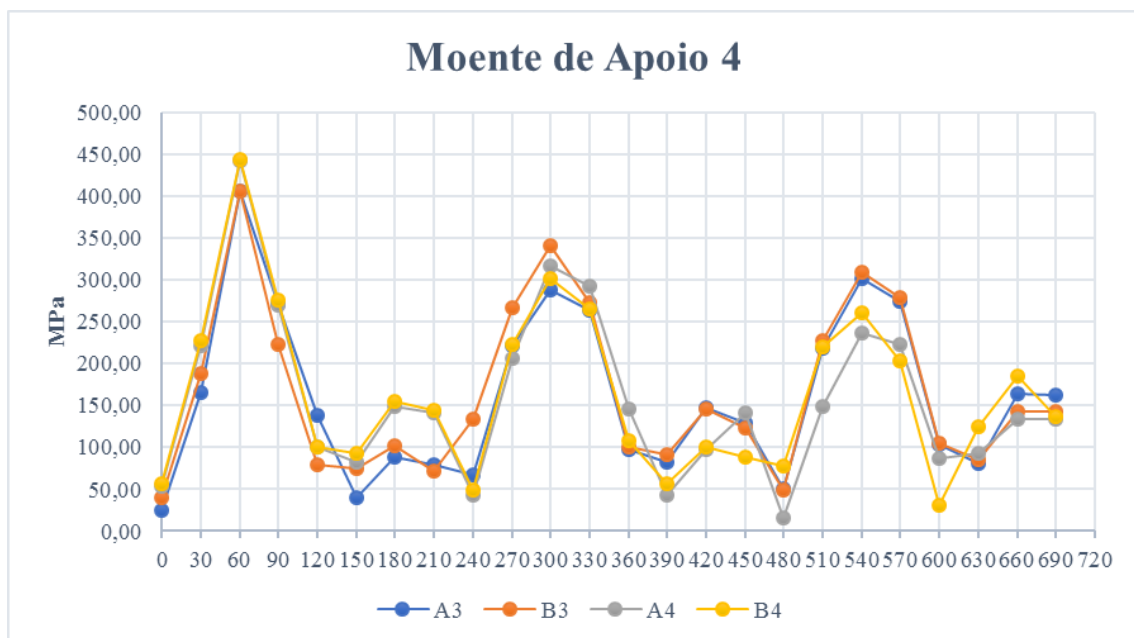


Figura 4.18 - Variação de tensões no moente de apoio 4 - MTU

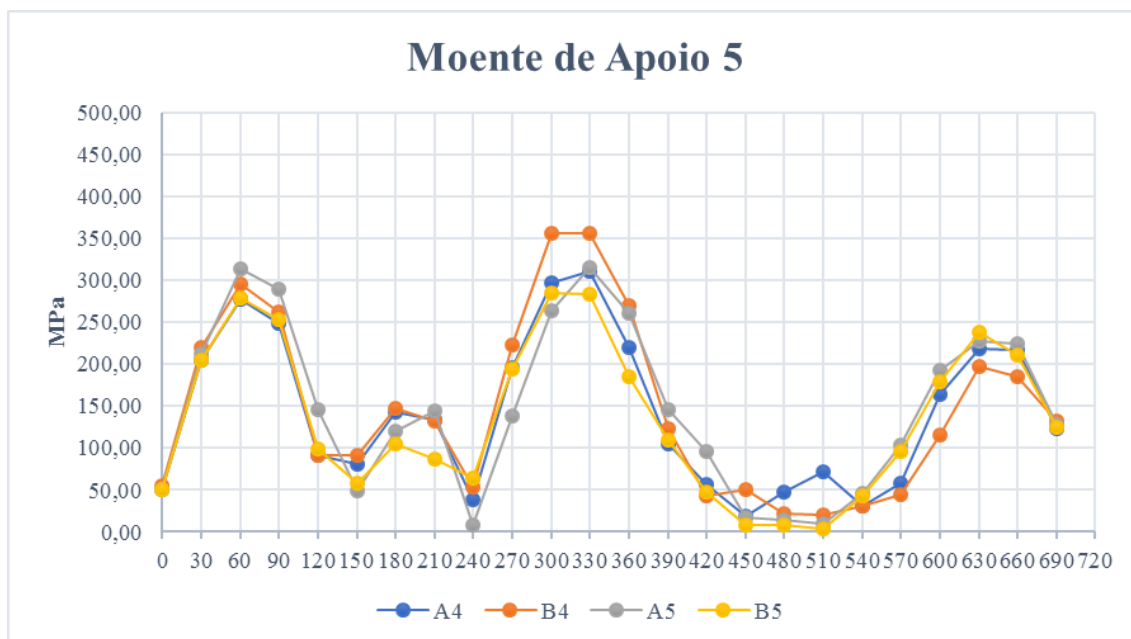


Figura 4.19 - Variação de tensões no moente de apoio 5 - MTU

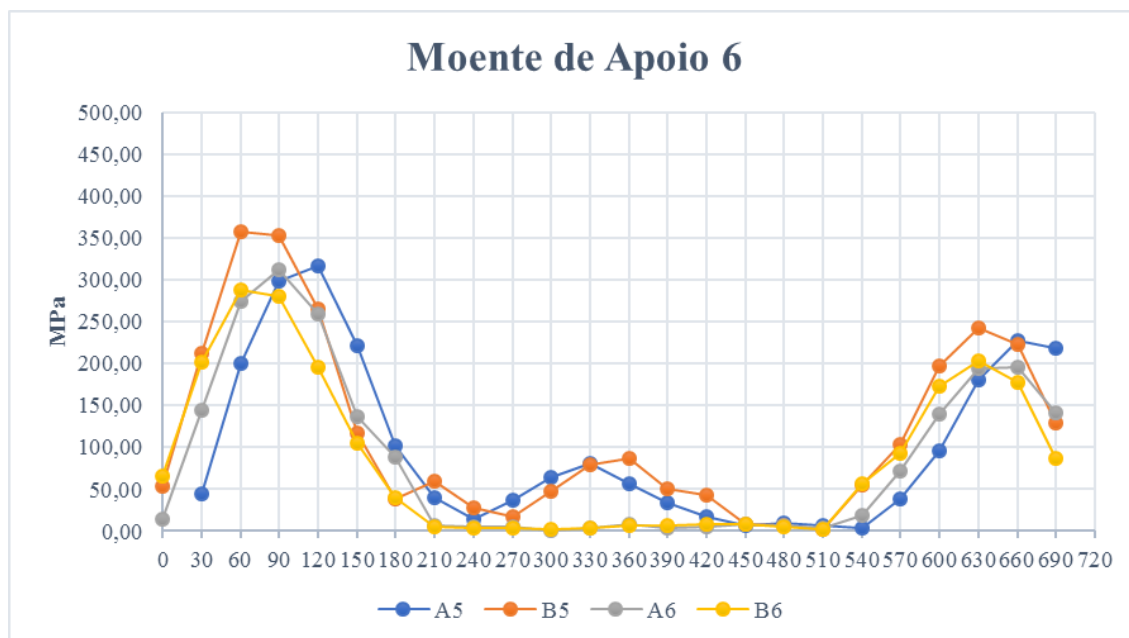


Figura 4.20 - Variação de tensões no moente de apoio 6 - MTU

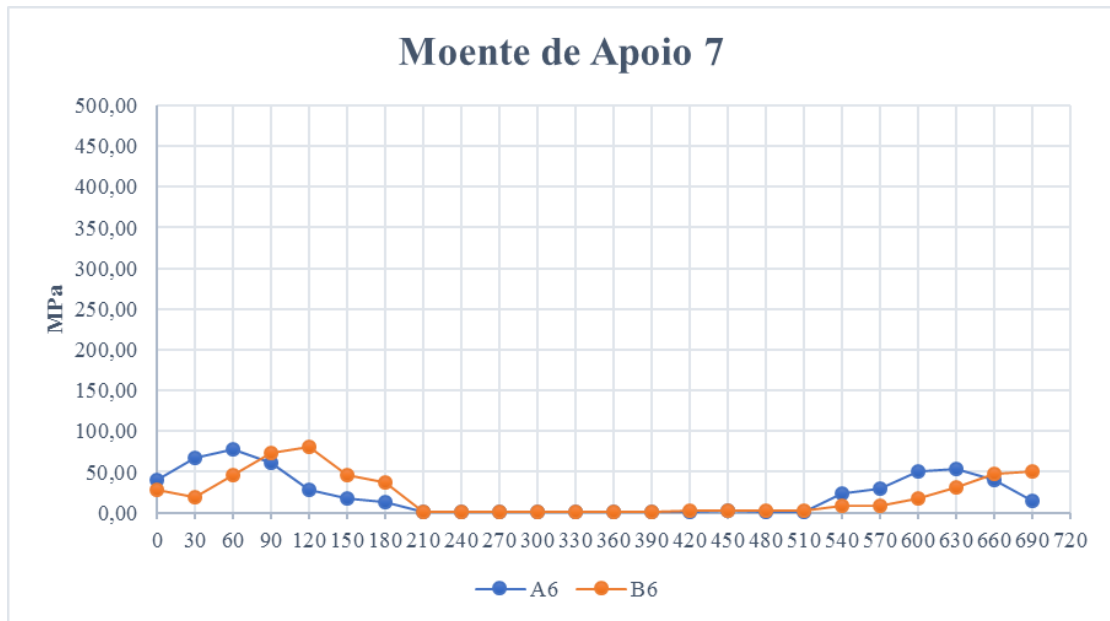


Figura 4.21 - Variação de tensões no moente de apoio 7 - MTU

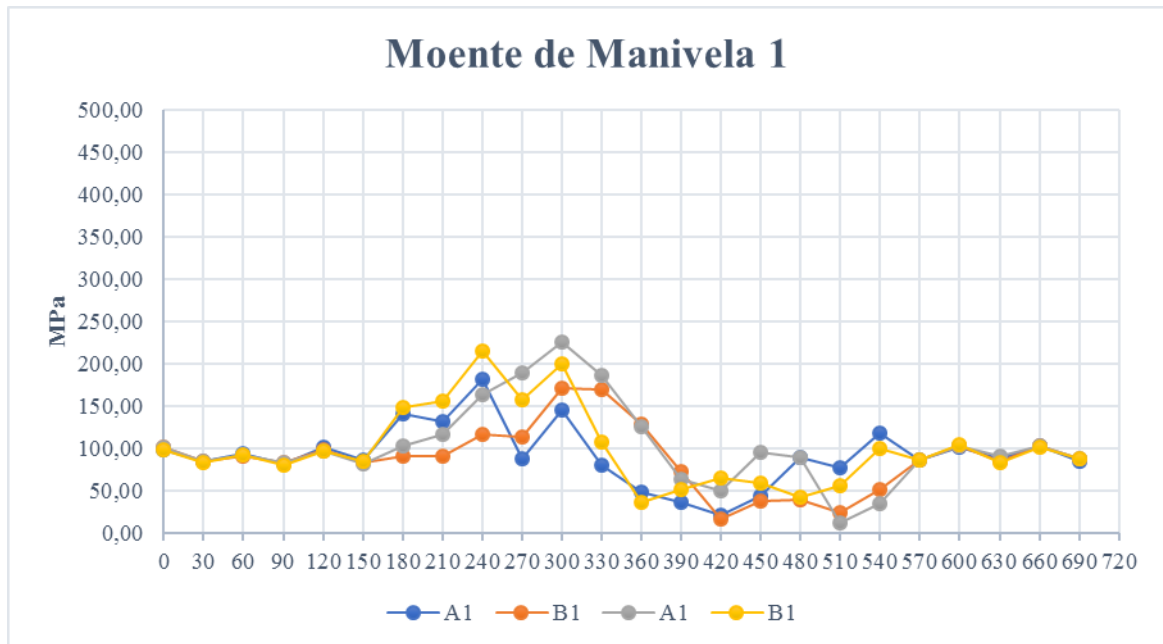


Figura 4.22 - Variação de tensões no moente de manivela 1 - MTU

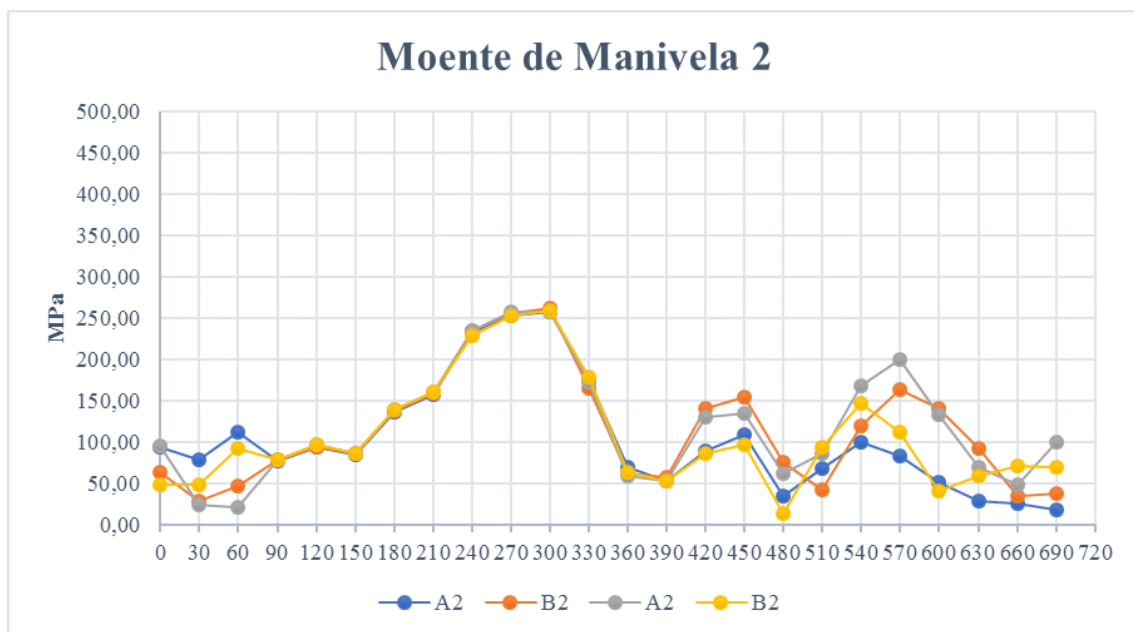


Figura 4.23 - Variação de tensões no moente de manivela 2 - MTU

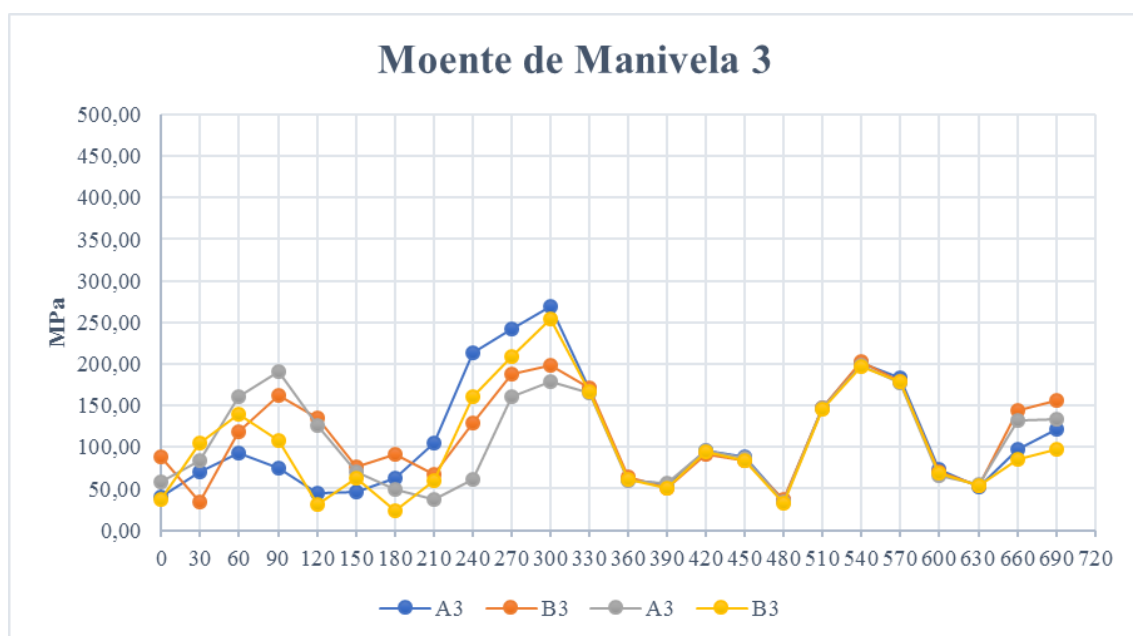


Figura 4.24 - Variação de tensões no moente de manivela 3 - MTU

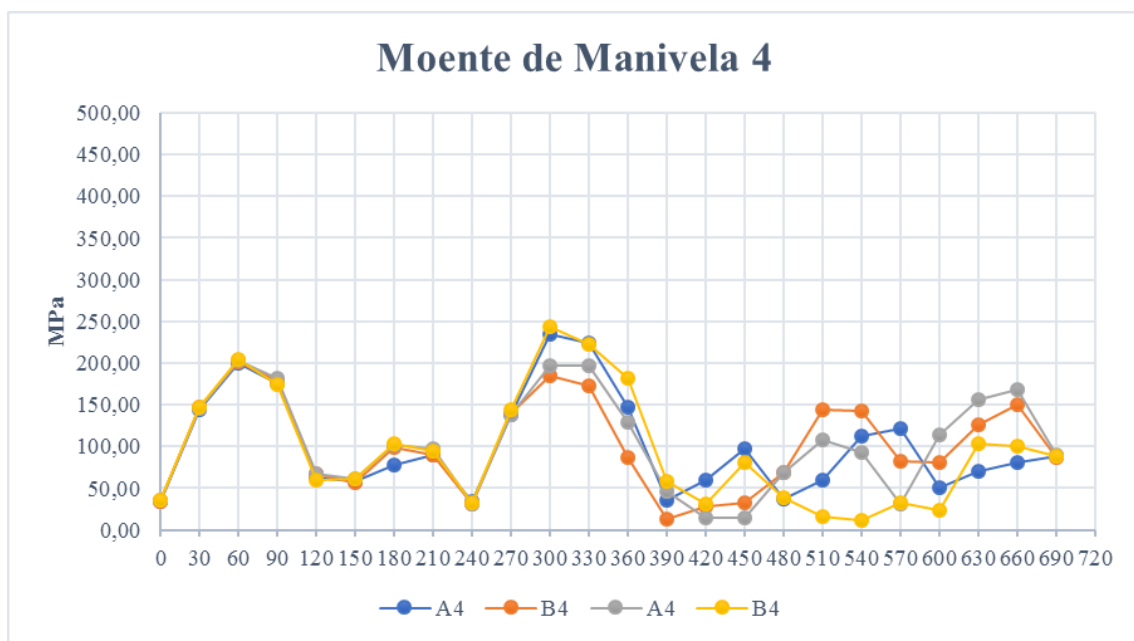


Figura 4.25 - Variação de tensões no moente de manivela 4 - MTU

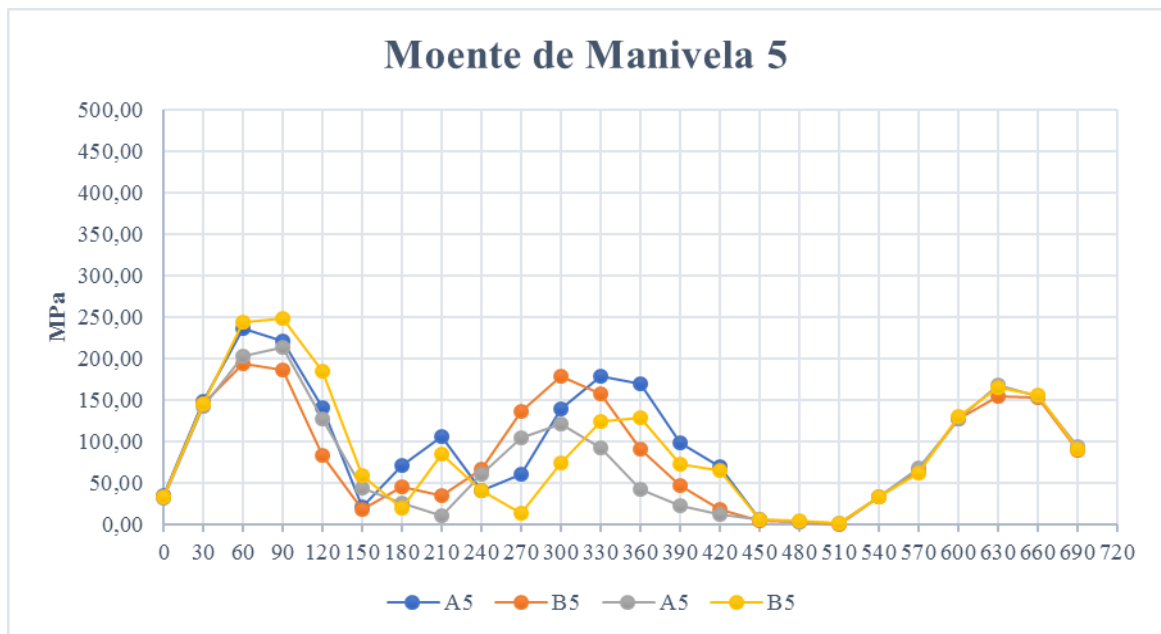


Figura 4.26 - Variação de tensões no moente de manivela 5 - MTU

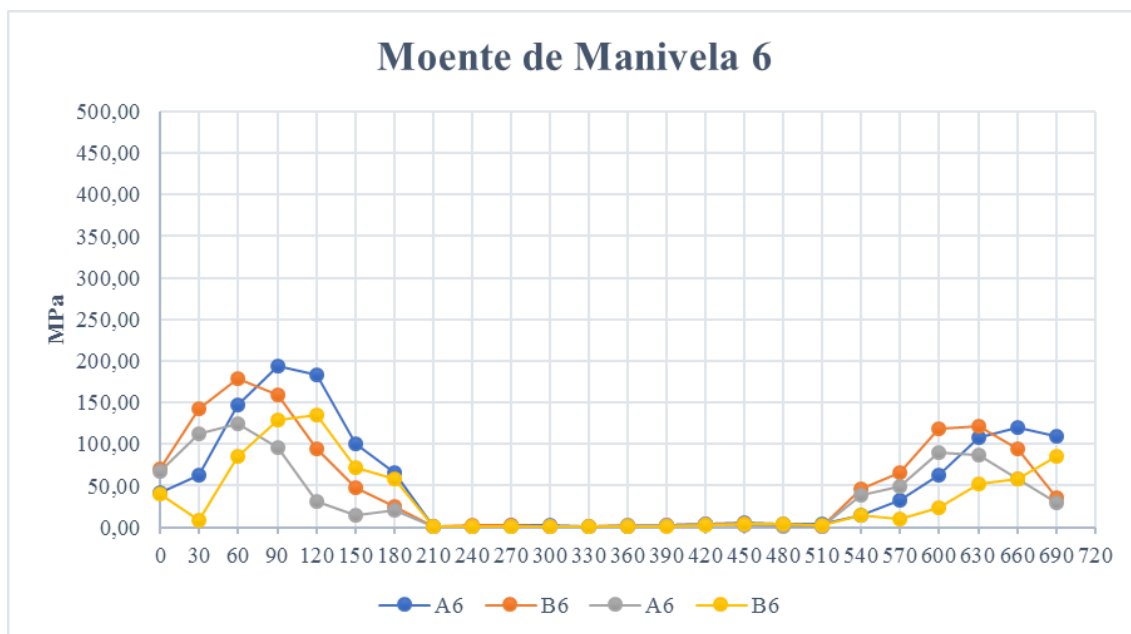


Figura 4.27 - Variação de tensões no moente de manivela 6 - MTU

Analisando os gráficos anteriores - variação de tensão em função do ângulo de rotação do veio de manivelas - é possível concluir que os moentes de apoio números 4, 5 e 6 são os que têm maior amplitude de tensões aplicadas, assim como o maior número de oscilações.

Com base nos gráficos obtidos, aplicou-se o método de contagem de ciclos de *Rainflow*, introduzido no capítulo 2, ver figura 4.28, para estimar o tempo de vida dos veios pela relação de Goodman (Eq. 5), ver tabela 4.2, e prever o número de ciclos necessários para a propagação de uma fenda nas zonas mais críticas de cada veio.

Nos anexos 4 a 15 encontram-se as tabelas para os outros apoios, os quais dão origem à tabela 4.3

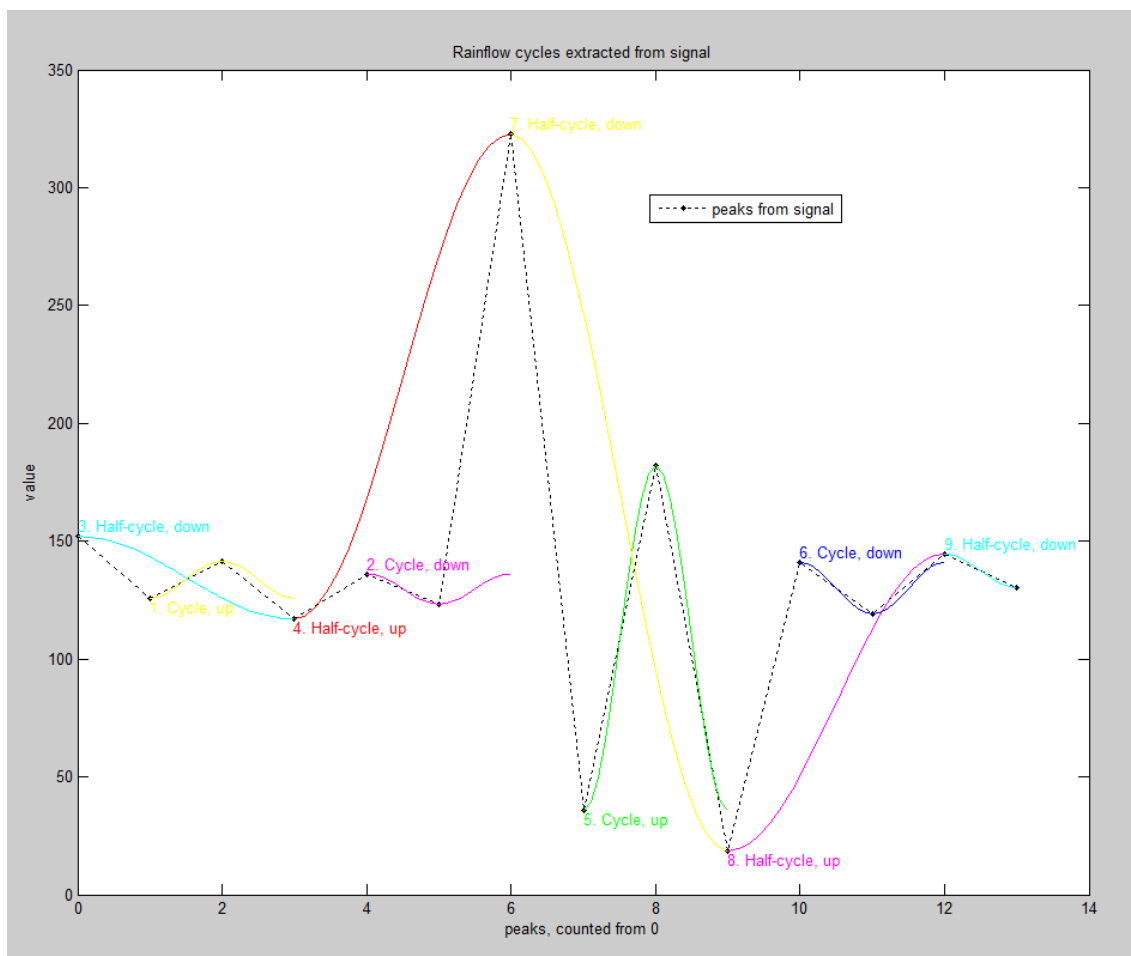


Figura 4.28 – Algoritmo de contagem de ciclos de Rainflow para o moente de apoio 4- A3 - MTU

Tabela 4.2 – Ciclos resultantes da aplicação de Rainflow e aplicação da relação de Goodman e da regra de Miner para o moente de apoio 4

A3	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N				
	1	77,965	10,665	1,54823E+22	6,459E-23				
	1	114,97	31,91	1,65623E+17	6,03781E-18				
	1	169,605	119,145	1,63159E+11	6,129E-12				
	0,5	215,325	190,925	969849433,5	5,15544E-10				
	0,5	223,055	183,195	1406344858	3,55532E-10				
	0,5	170,86	131	61297721044	8,15691E-12				
	0,5	191,675	110,185	3,14732E+11	1,58866E-12				
	0,5	122,415	40,925	1,23844E+16	4,03735E-17				
	0,5	163,085	0,255	3,58611E+38	1,39427E-39				
				8,8695E-10	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
						d=0,1	112745911,4	225491822,8	3131,830872
						d=0,5	563729557	1127459114	15659,15436
						d=1	1127459114	2254918228	31318,30872
B3	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N				
	1	87,995	13,605	1,20489E+21	8,29951E-22				
	1	118,265	27,165	8,42999E+17	1,18624E-18				
	1	206,565	134,265	37745864455	2,6493E-11				
	0,5	223,76	183,04	1411927247	3,54126E-10				
	0,5	227,84	178,96	1730535789	2,88928E-10				
	0,5	179,44	130,56	60021136551	8,3304E-12				
	0,5	198,06	111,94	2,56767E+11	1,94729E-12				
	0,5	114,6	28,48	5,31638E+17	9,4049E-19				
				6,79824E-10	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
						d=0,1	147096805,9	294193611,9	4086,022387
						d=0,5	735484029,7	1470968059	20430,11194
						d=1	1470968059	2941936119	40860,22387
A4	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N				
	1	115,21	33,08	1,14394E+17	8,74173E-18				
	0,5	248,325	194,385	646767282,6	7,73076E-10				
	1	180,01	136,24	38672300861	2,58583E-11				
	1	92,265	48,595	2,57323E+15	3,88617E-16				
	0,5	229,09	213,62	280277561,7	1,78395E-09				
	0,5	125,9	110,43	4,68729E+11	1,06671E-12				
	0,5	161,375	74,955	1,97569E+13	2,53076E-14				
	0,5	109,755	23,335	4,21109E+18	1,18734E-19				
	0,5	133,17	0,08	6,16948E+43	8,10441E-45				
				2,58397E-09	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
						d=0,1	38700106,95	77400213,89	1075,002971
						d=0,5	193500534,7	387001069,5	5375,014854
						d=1	387001069,5	774002138,9	10750,02971
B4	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N				
	1	124,06	31,44	1,82146E+17	5,49011E-18				
	0,5	250,305	193,365	673443066,2	7,42453E-10				
	1	89,515	11,715	5,51765E+21	1,81237E-22				
	1	158,495	101,705	8,8534E+11	1,12951E-12				
	1	175,285	126,515	85091877449	1,1752E-11				
	0,5	237,2	206,47	376076775,8	1,32952E-09				
	0,5	107,81	77,08	2,08033E+13	2,40346E-14				
	0,5	160,825	24,065	2,22615E+18	2,24603E-19				
				2,08487E-09	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
						d=0,1	47964516,12	95929032,24	1332,34767
						d=0,5	239822580,6	479645161,2	6661,73835
						d=1	479645161,2	959290322,4	13323,4767

Tabela 4.3 - Tempo previsto de vida pela relação de Goodman para cada moente, em horas- MTU

Moentes		Banco de cilindros			Banco de cilindros			Banco de cilindros	
		A	B		A	B		A	B
Apoio 1	1	2,92E+08	3,62E+08		1,46E+09	1,81E+09		2,92E+09	3,62E+09
Manivela 1	1	7,82E+07	1,21E+08		3,91E+08	6,03E+08		7,82E+08	1,21E+09
	1	3,80E+06	2,12E+07		1,90E+07	1,06E+08		3,80E+07	2,12E+08
Apoio 2	1	7,22E+04	8,28E+04		3,61E+05	4,14E+05		7,22E+05	8,28E+05
	2	3,14E+04	1,20E+04		1,57E+05	5,99E+04		3,14E+05	1,20E+05
Manivela 2	2	9,46E+05	7,37E+05		4,73E+06	3,69E+06		9,46E+06	7,37E+06
	2	9,14E+05	6,84E+05		4,57E+06	3,42E+06		9,14E+06	6,84E+06
Apoio 3	2	7,14E+03	1,47E+04		3,57E+04	7,34E+04		7,14E+04	1,47E+05
	3	1,76E+04	5,23E+04		8,82E+04	2,61E+05		1,76E+05	5,23E+05
Manivela 3	3	6,72E+05	1,69E+07		3,36E+06	8,44E+07		6,72E+06	1,69E+08
	3	2,35E+07	9,38E+05		1,18E+08	4,69E+06		2,35E+08	9,38E+06
Apoio 4	3	3,13E+03	4,09E+03		1,57E+04	2,04E+04		3,13E+04	4,09E+04
	4	1,08E+03	1,33E+03		5,38E+03	6,66E+03		1,08E+04	1,33E+04
Manivela 4	4	3,10E+06	9,50E+06		1,55E+07	4,75E+07		3,10E+07	9,50E+07
	4	7,16E+06	1,02E+06		3,58E+07	5,08E+06		7,16E+07	1,02E+07
Apoio 5	4	6,49E+04	1,60E+04		3,25E+05	8,02E+04		6,49E+05	1,60E+05
	5	2,28E+04	1,31E+05		1,14E+05	6,56E+05		2,28E+05	1,31E+06
Manivela 5	5	1,35E+06	8,77E+06		6,74E+06	4,38E+07		1,35E+07	8,77E+07
	5	3,35E+06	6,79E+05		1,67E+07	3,40E+06		3,35E+07	6,79E+06
Apoio 6	5	4,47E+04	1,15E+04		2,24E+05	5,77E+04		4,47E+05	1,15E+05
	6	3,71E+04	1,46E+05		1,86E+05	7,29E+05		3,71E+05	1,46E+06
Manivela 6	6	1,06E+07	2,76E+07		5,32E+07	1,38E+08		1,06E+08	2,76E+08
	6	1,35E+09	3,99E+08		6,77E+09	1,99E+09		1,35E+10	3,99E+09
Apoio 7	6	2,01E+11	1,28E+12		1,00E+12	6,42E+12		2,01E+12	1,28E+13
Dano Acumulado		D=0,1			D=0,5			D=1	

Nesta tabela observa-se o tempo de vida, em horas, estimado para cada ponto de interesse, do total de 48 como mencionado anteriormente, para um dano acumulado de 10%, 50% e 100% respectivamente. É de salientar que o moente de apoio 4 é o que apresenta menor tempo de vida espectável.

Foi também considerado a situação de desalinhamento, com o veio na posição de 60° foi imposto um deslocamento transversal de 0.1mm no moente de apoio 4 e verificou-se um ligeiro aumento na tensão máxima e um aumento da área de concentração de tensões ao longo do boleado, como se mostra na figura 4.30.

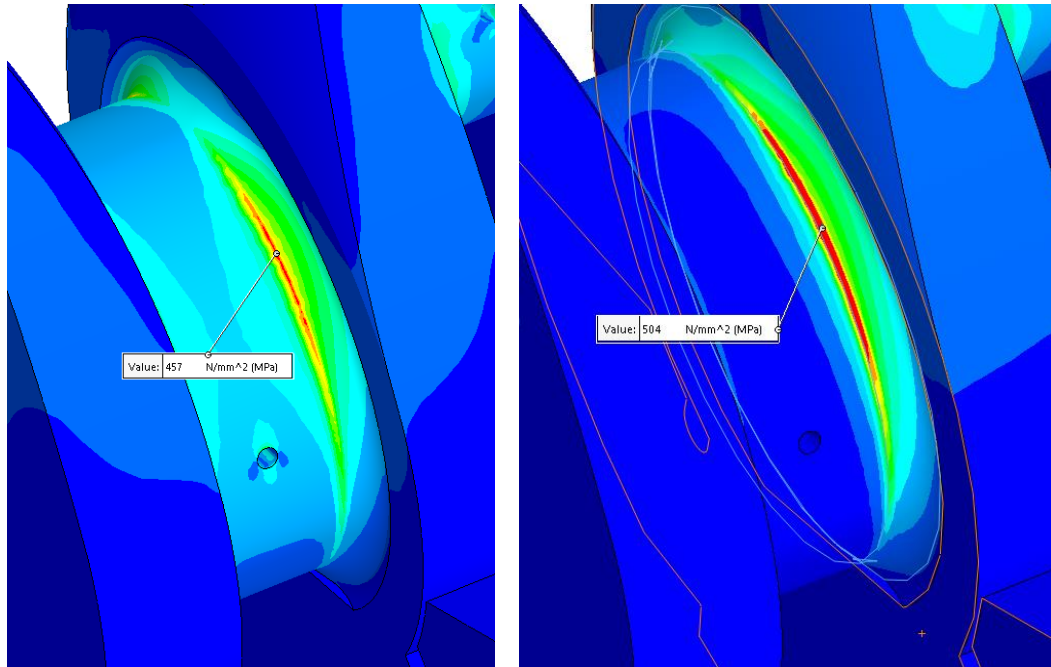


Figura 4.29 – Comparação da concentração de tensões no moente 4, na condição normal (esquerda) e na condição de desalinhado (direita)

4.2.2 Veio de manivelas do motor Pielstick

No modelo Pielstick, a disposição em V de 45° implica que os pontos de interesse para a simulação não tenham períodos constantes. Optou-se por fazer iterações de 15° e 45° intercaladamente até completar as duas voltas do ciclo de *Diesel*.

No motor Pielstick, a simulação foi feita utilizando os êmbolos e os tirantes, com as pressões presentes na tabela 4.5 aplicadas nos êmbolos e transferindo a força para os moentes de manivela, representado pelas setas vermelhas na figura 4.23; as condições de fronteira, indicadas pelas setas verdes, são de tipo dobradiça e impediu-se a rotação e o deslocamento do extremo do veio (Figura 4.31). O contacto entre os êmbolos, os tirantes e o veio de manivelas foi definido como sendo um contacto de rolamento e foi definido também *Contact Sets* para impedir a penetração entre peças.

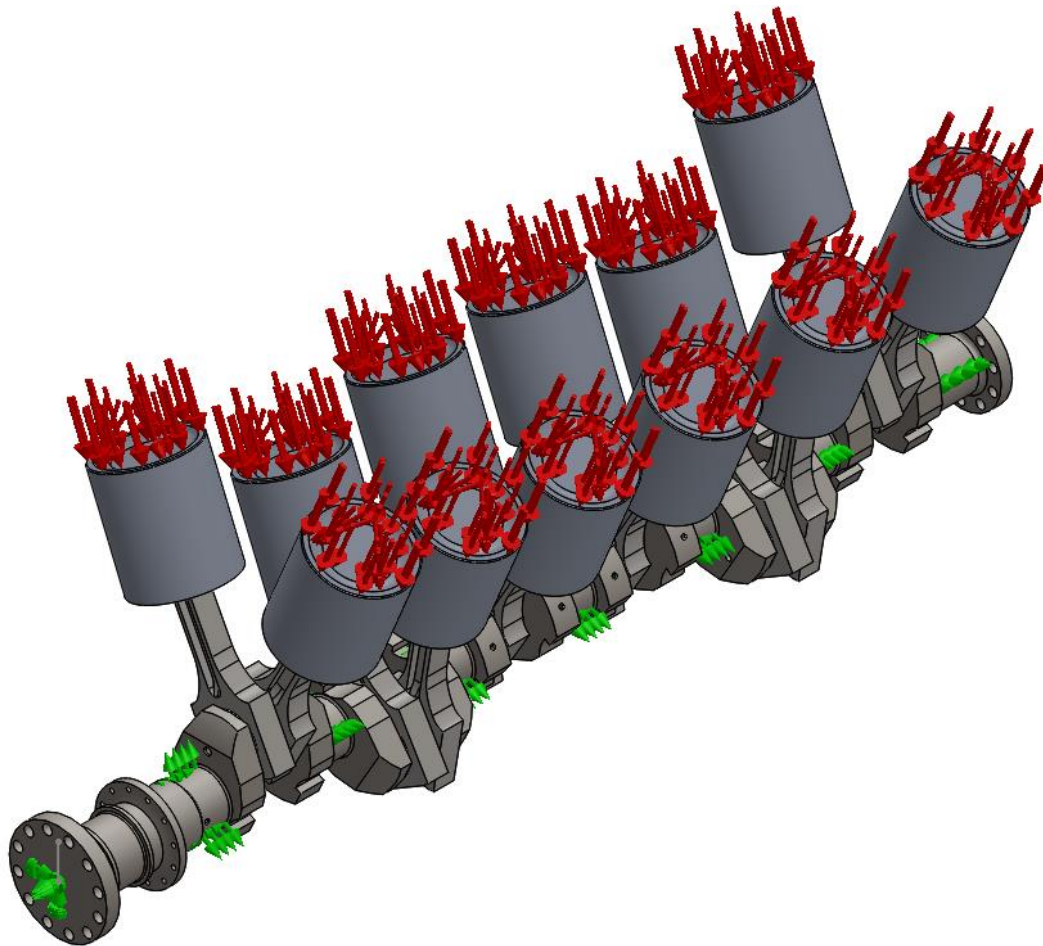


Figura 4.30 - Aplicação das condições de fronteira e forças – motor Pielstick

Tabela 4.4 – Pressão [Bar] a aplicar aos êmbolos em cada iteração – Motor Pielstick

	A1	B1	A2	B2	A3	B3	A4	B4	A5	B5	A6	B6
0	1,8	1	1,8	1,8	1	1	29,88	22,86	38,82	48,26	86	79,02
22,5	1,8	1	1,8	1,8	1	1	50,94	29,88	10,51	38,82	86	86
37,5	1,8	1,8	1,8	1,8	1	1	57,96	50,94	1,08	10,51	76,56	86
82,5	1,8	1,8	22,86	1,8	1	1	79,02	57,96	1	1,08	48,26	76,56
97,5	1,8	1,8	29,88	22,86	1	1	86	79,02	1	1	38,82	48,26
142,5	1,8	1,8	50,94	29,88	1,8	1	86	86	1	1	10,51	38,82
157,5	1,8	1,8	57,96	50,94	1,8	1,8	76,56	86	1	1	1,08	10,51
202,5	22,86	1,8	79,02	57,96	1,8	1,8	48,26	76,56	1	1	1	1,08
217,5	29,88	1,8	86	79,02	1,8	1,8	38,82	48,26	1	1	1	1
262,5	50,94	22,86	86	86	1,8	1,8	10,51	38,82	1,8	1	1	1
277,5	57,96	29,88	76,56	86	1,8	1,8	1,08	10,51	1,8	1,8	1	1
322,5	79,02	50,94	48,26	76,56	1,8	1,8	1	1,08	1,8	1,8	1	1
337,5	86	57,96	38,82	48,26	22,86	1,8	1	1	1,8	1,8	1	1
382,5	86	79,02	10,51	38,82	29,88	22,86	1	1	1,8	1,8	1,8	1
397,5	76,56	86	1,08	10,51	50,94	29,88	1	1	1,8	1,8	1,8	1,8
442,5	48,26	86	1	1,08	57,96	50,94	1	1	1,8	1,8	1,8	1,8
457,5	38,82	76,56	1	1	79,02	57,96	1	1	22,86	1,8	1,8	1,8
502,5	10,51	48,26	1	1	86	79,02	1,8	1	29,88	22,86	1,8	1,8
517,5	1,08	38,82	1	1	86	86	1,8	1,8	50,94	29,88	1,8	1,8
562,5	1	10,51	1	1	76,56	86	1,8	1,8	57,96	50,94	1,8	1,8
577,5	1	1,08	1	1	48,26	76,56	1,8	1,8	79,02	57,96	22,86	1,8
622,5	1	1	1,8	1	38,82	48,26	1,8	1,8	86	79,02	29,88	22,86
637,5	1	1	1,8	1,8	10,51	38,82	1,8	1,8	86	86	50,94	29,88
682,5	1	1	1,8	1,8	1,08	10,51	1,8	1,8	76,56	86	57,96	50,94
697,5	1	1	1,8	1,8	1	1,08	22,86	1,8	48,26	76,56	79,02	57,96

A malha de elementos finitos foi gerada com elementos tetraédricos com 30 mm de aresta, o que corresponde a uma proporcionalidade de 1:186,2 em relação à dimensão do veio de manivelas como demonstrado na figura 4.32. Os elementos a cor de laranja, êmbolos e tirantes, são definidos como não deformáveis para reduzir o tempo de processamento.

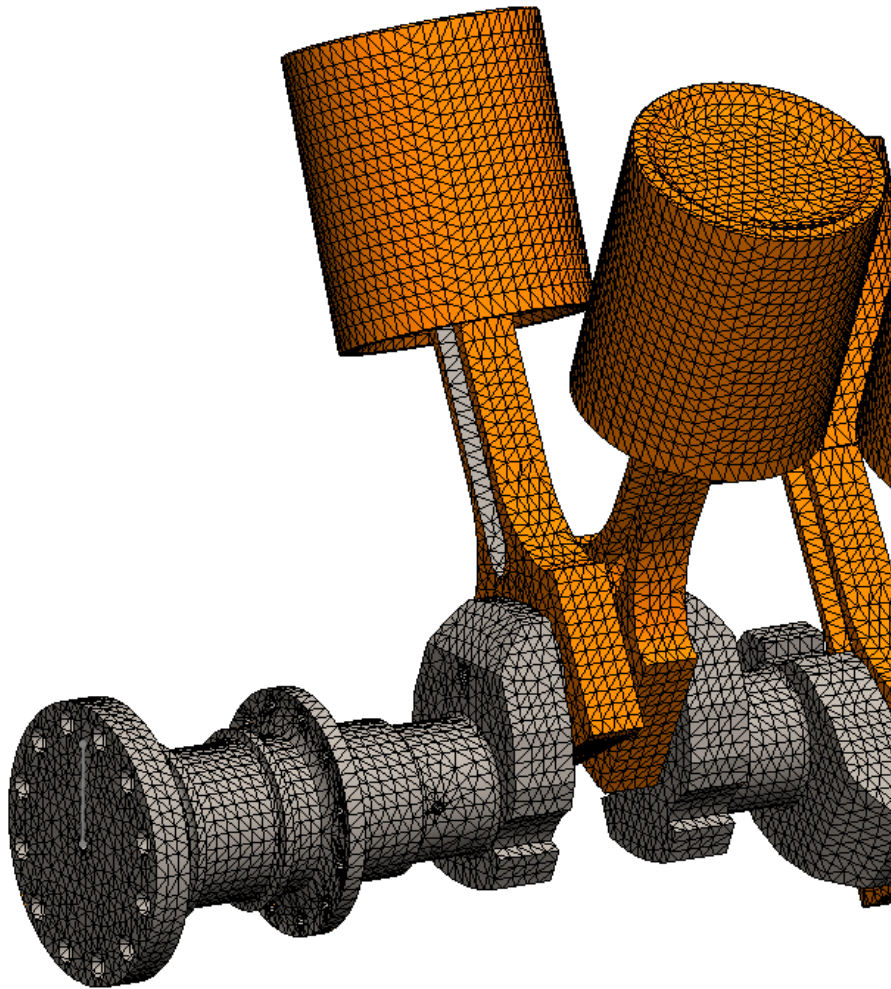


Figura 4.31 - Malha do modelo tridimensional do veio de manivelas do motor Pielstick

Em todas as análises realizadas foram recolhidos os valores de tensão de *Von Mises* em 48 pontos de interesse, nomeadamente nos boleados das transições dos moentes de manivela e dos moentes de apoio. Tal como no motor MTU, estes valores foram retirados ao longo de duas voltas completas da cambota para se obter a variação de tensão em cada ponto, e assim poder estimar o tempo de vida da cambota. Por semelhança da forma física entre veios de manivelas, o anexo 2 ainda é válido para o veio *Pielstick* para localizar os pontos de interesse ao estudo.

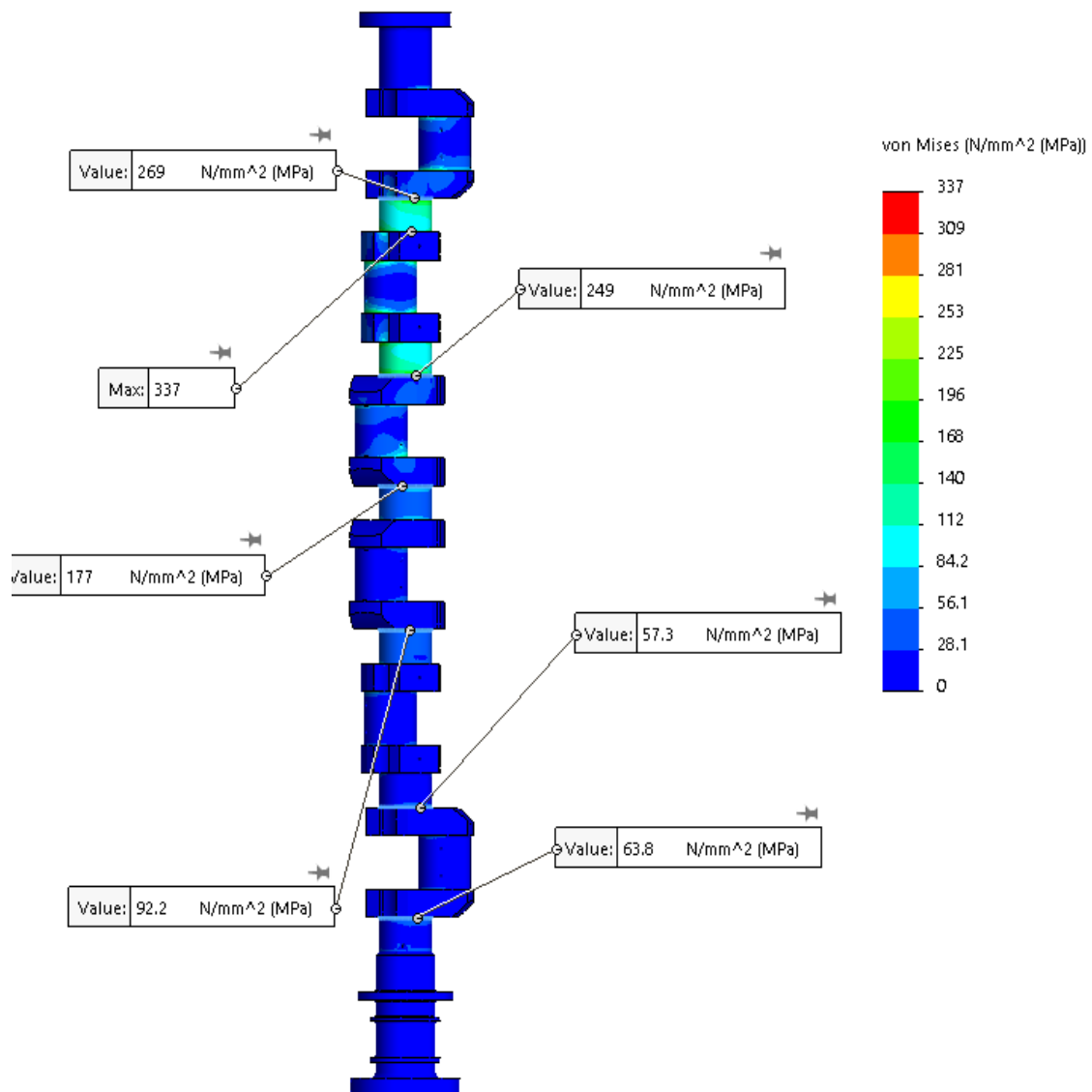


Figura 4.32 - Vista de cima do veio de manivela, na posição de 82.5°, com alguns pontos de tensão marcados

Na figura 4.33 é possível observar os pontos de concentração de tensões, que se sobressaem pela cor vermelha como mostra a escala de cores.

Todos os valores retirados encontram-se no anexo 16 sendo o seu resultado apresentado nos seguintes gráficos (Figuras 4.34 a 4.46).

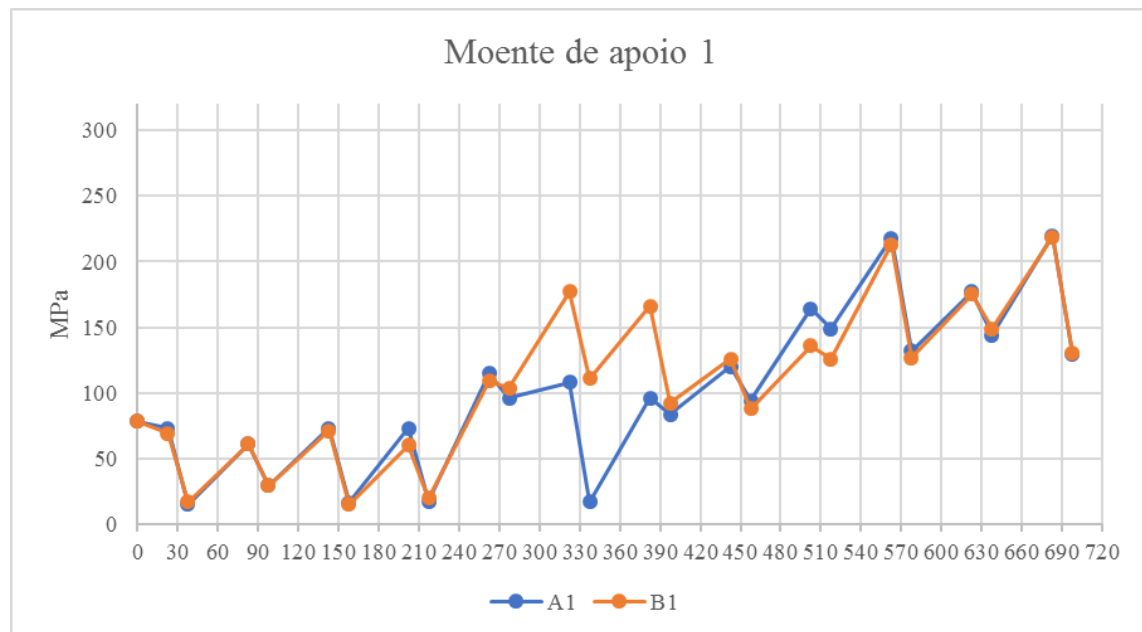


Figura 4.33 - Variação de tensões no moente de apoio 1 – Pielstick

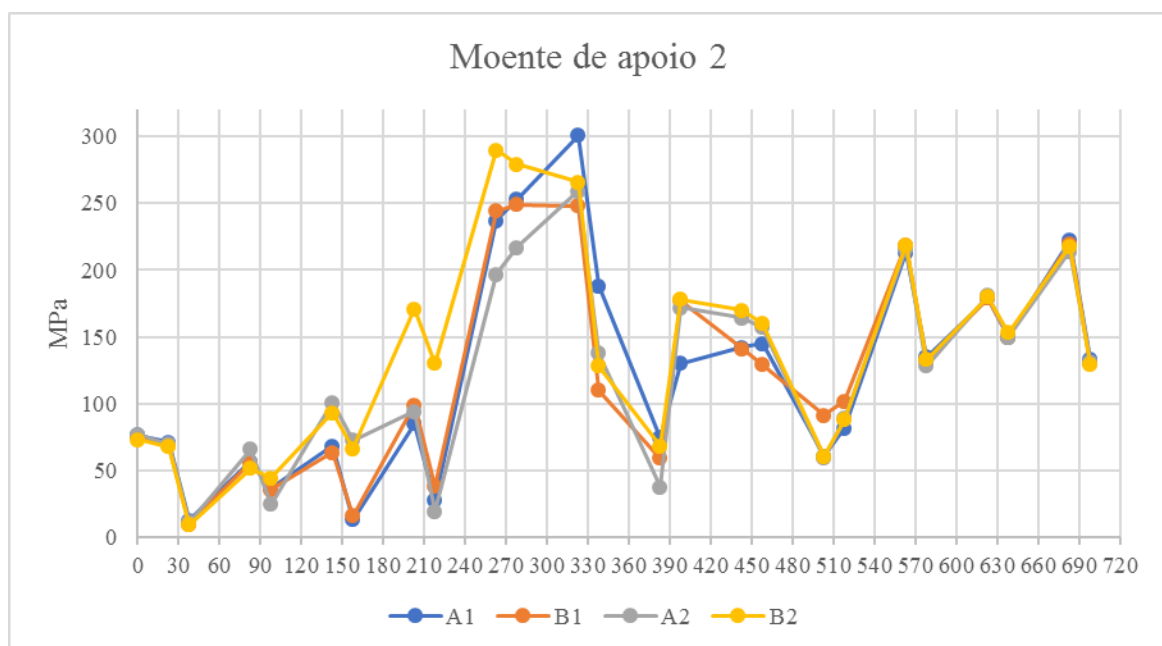


Figura 4.34 - Variação de tensões no moente de apoio 2 - Pielstick

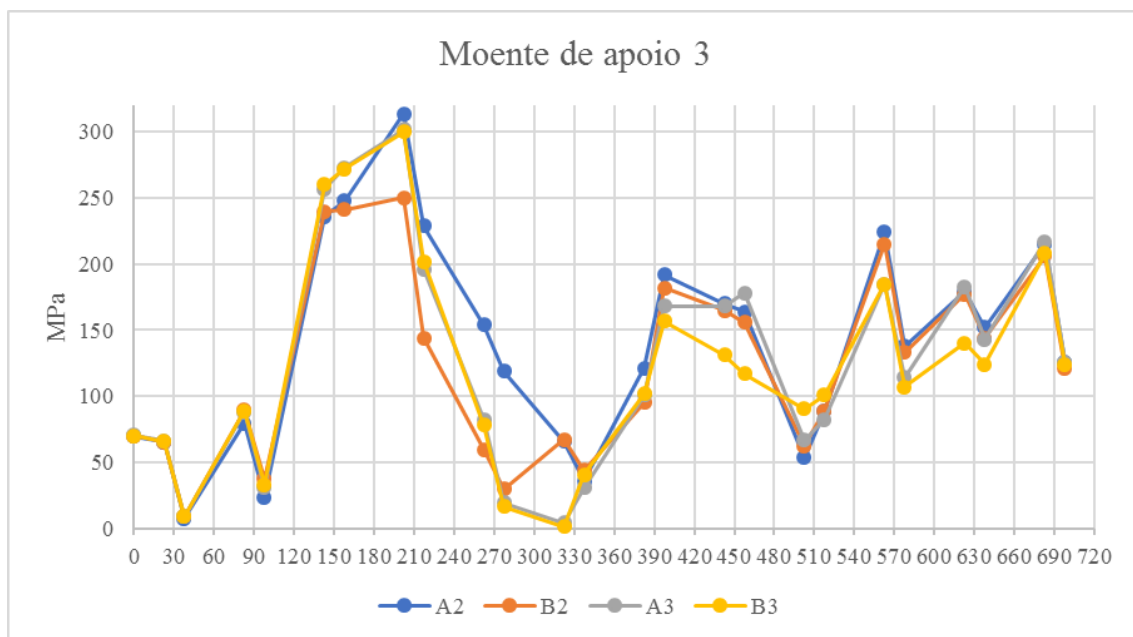


Figura 4.35 - Variação de tensões no moente de apoio 3 - Pielstick

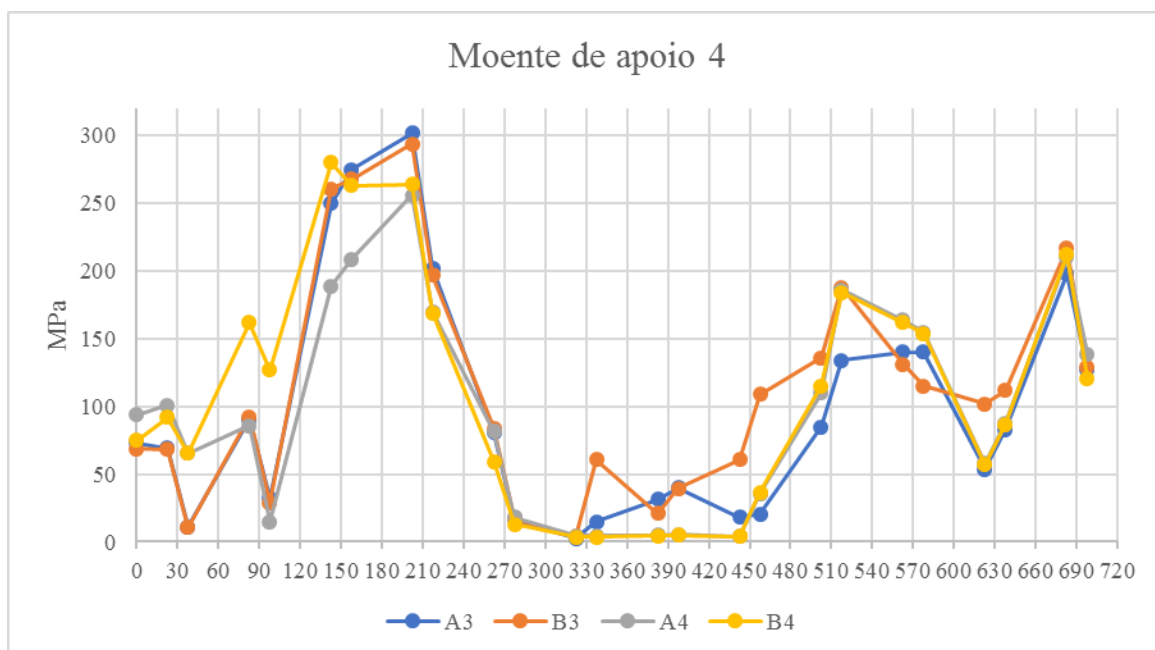


Figura 4.36 - Variação de tensões no moente de apoio 4 - Pielstick

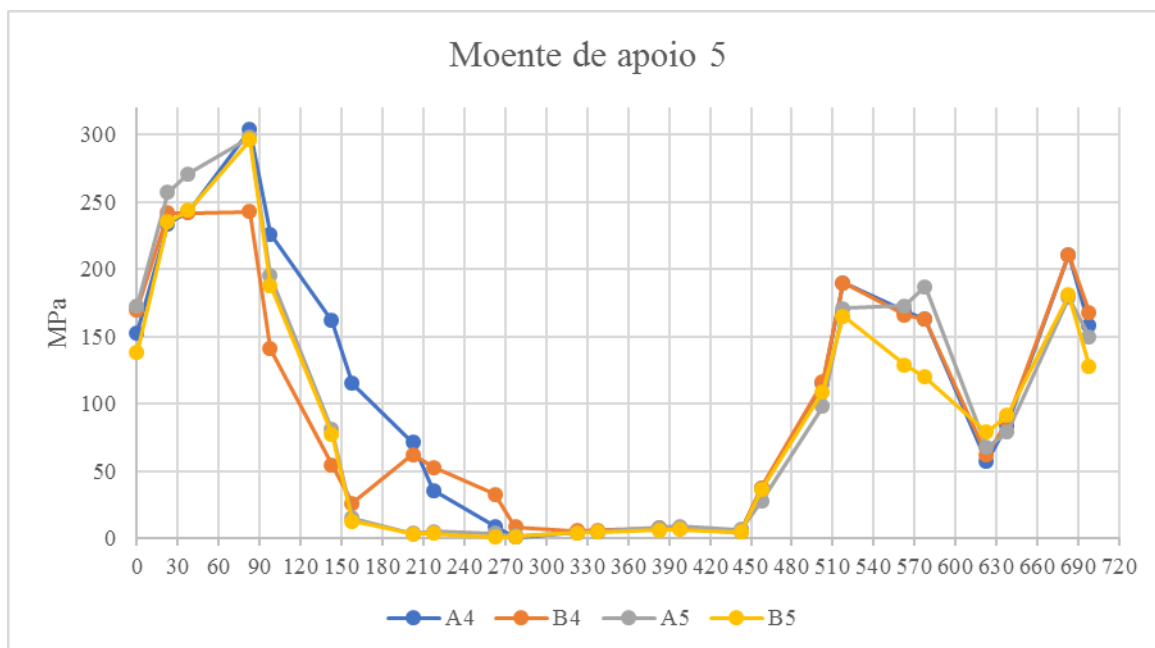


Figura 4.37 - Variação de tensões no moente de apoio 5 - Pielstick

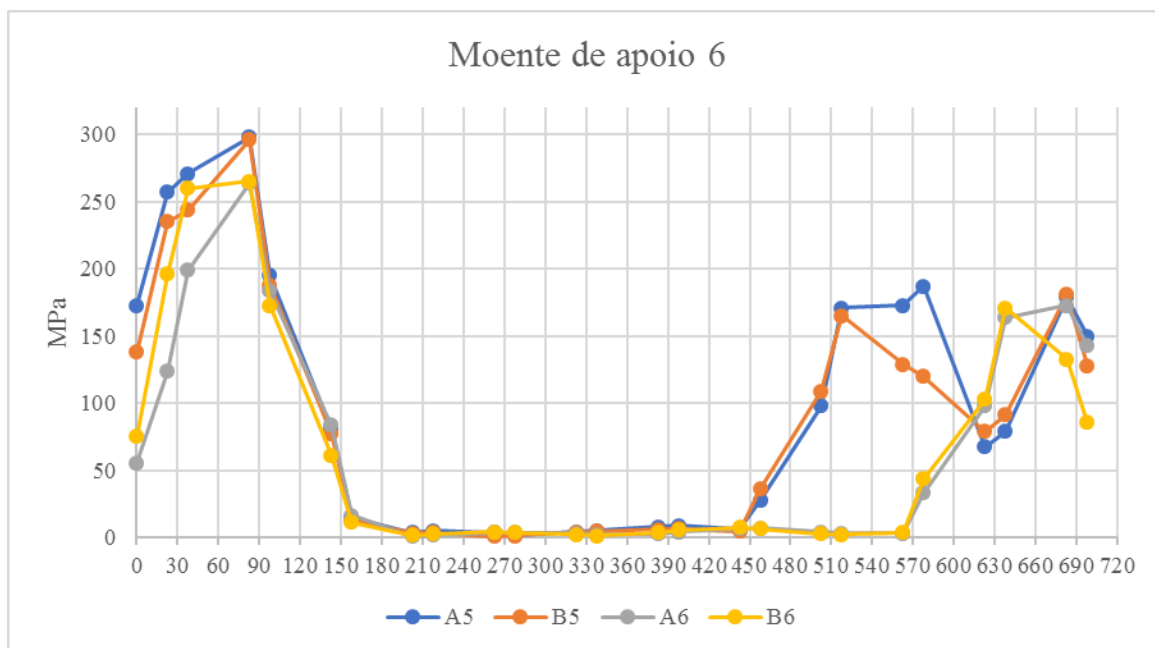


Figura 4.38 - Variação de tensões no moente de apoio 6 - Pielstick

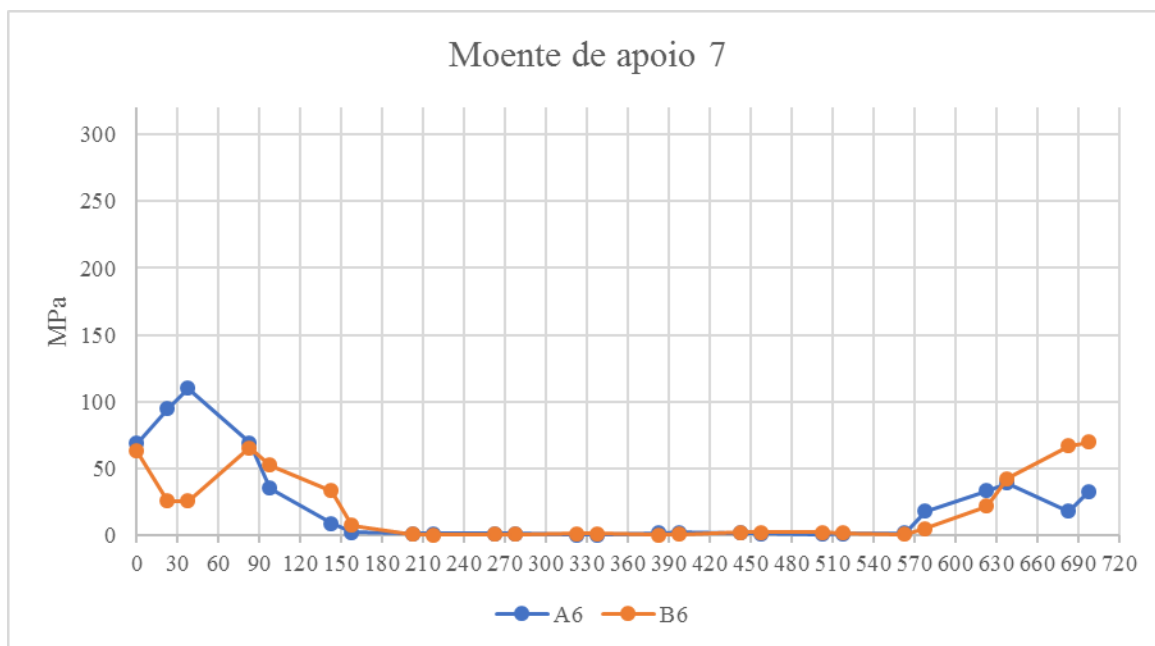


Figura 4.39 - Variação de tensões no moente de apoio 7 - Pielstick

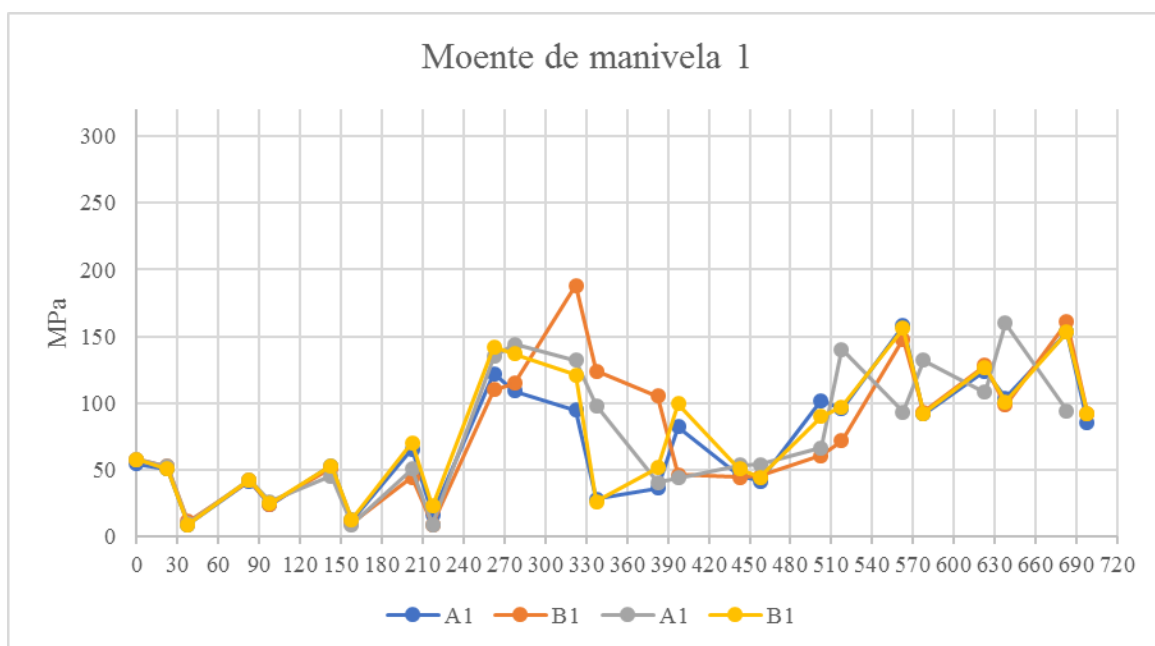


Figura 4.40 - Variação de tensões no moente de manivela 1 - Pielstick

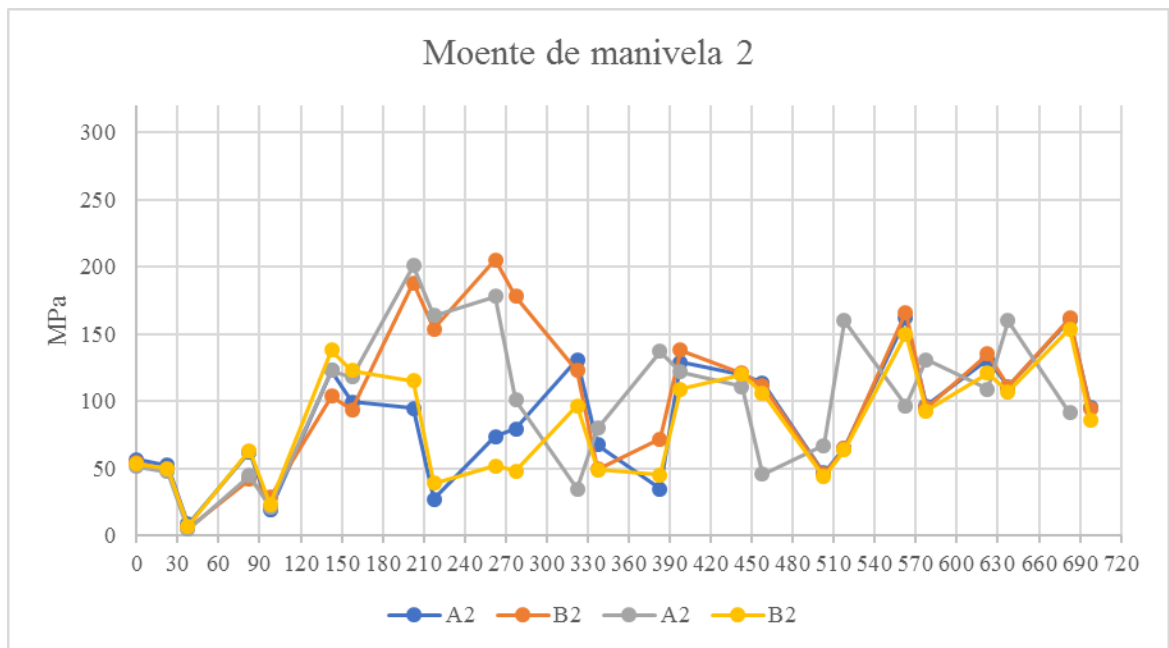


Figura 4.41 - Variação de tensões no moente de manivela 2 - Pielstick

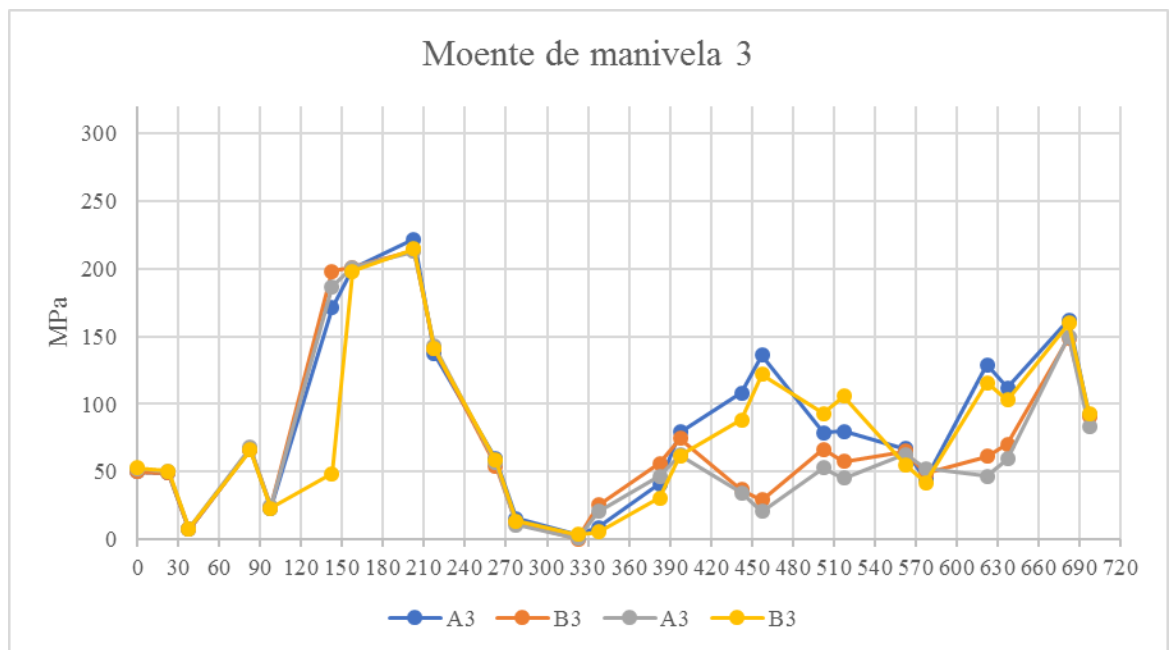


Figura 4.42 - Variação de tensões no moente de manivela 3 - Pielstick

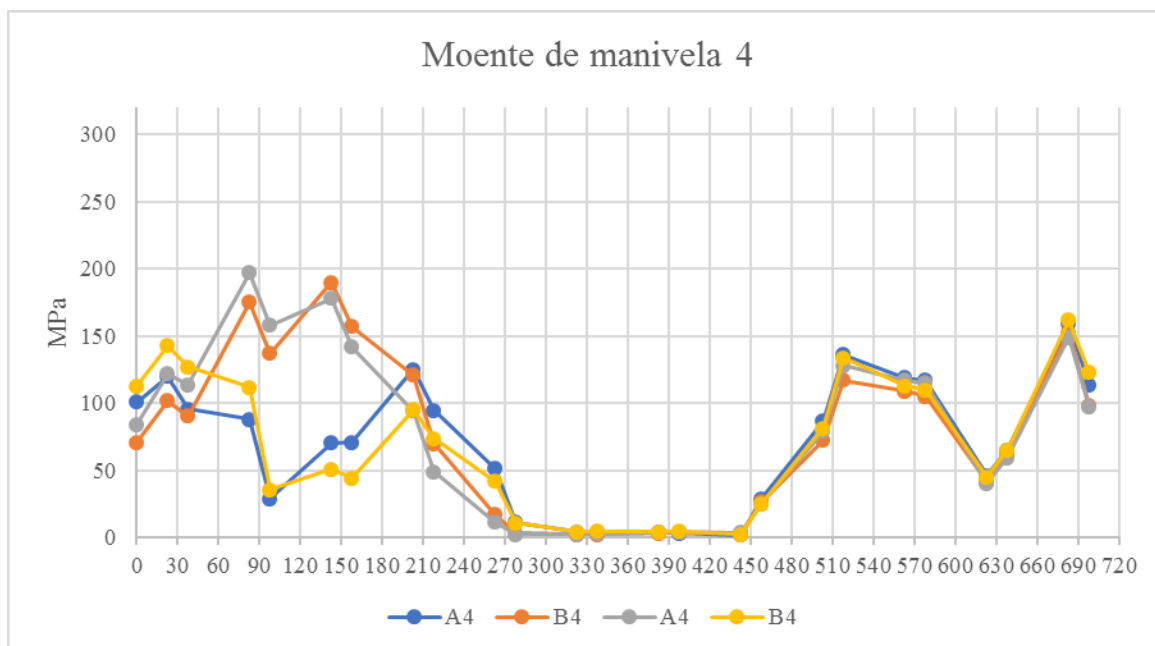


Figura 4.43 - Variação de tensões no moente de manivela 4 - Pielstick

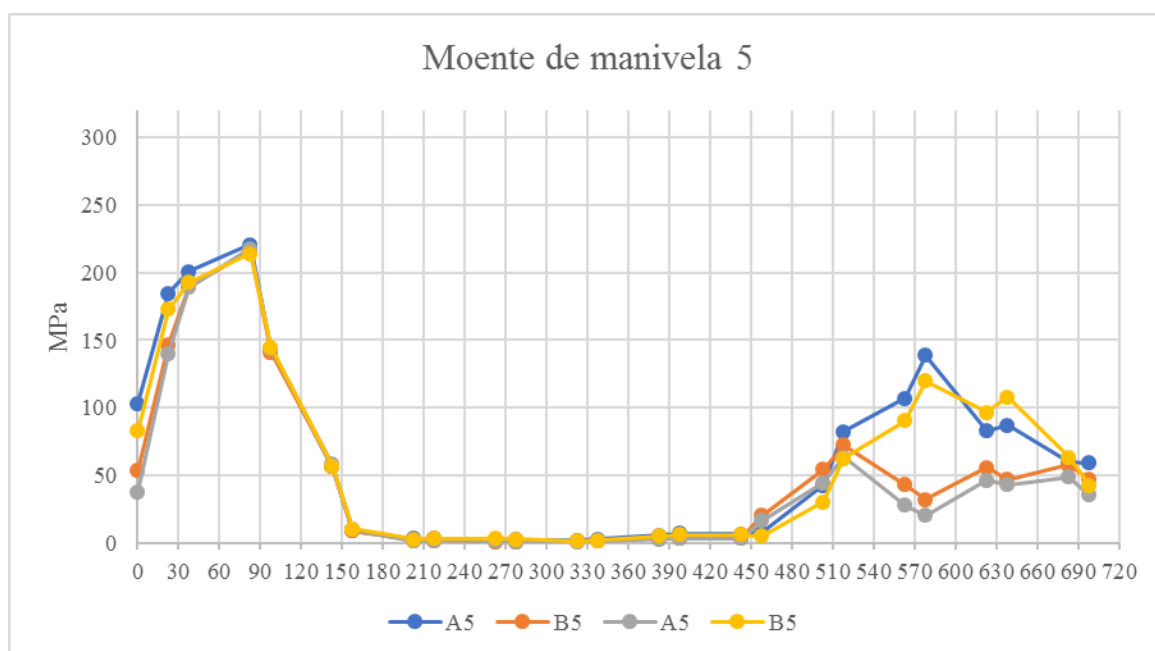


Figura 4.44 - Variação de tensões no moente de manivela 5 - Pielstick

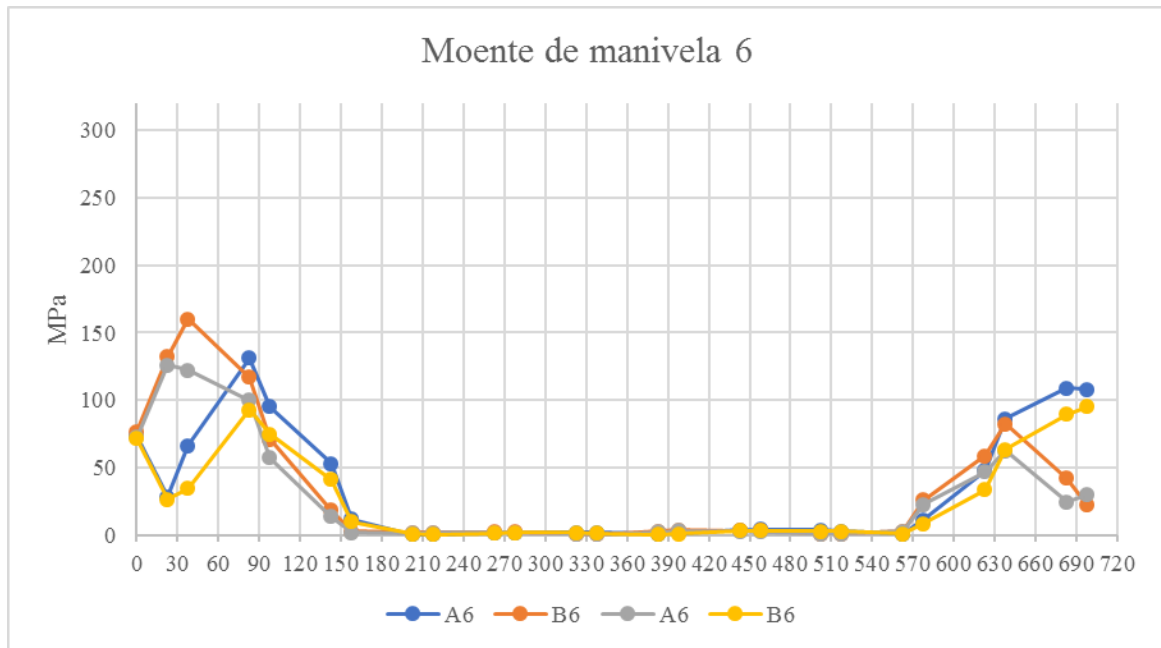


Figura 4.45 - Variação de tensões no moente de manivela 6 - Pielstick

Analisando os gráficos anteriores de variação de tensão em função do ângulo de rotação do veio de manivelas é possível concluir que as tensões máximas variaram entre os 200 MPa e os 320 MPa, para a maioria dos moentes de apoio; portanto não se pode concluir que existe um moente mais solicitado e o número de oscilações foi igualmente constante.

Com base nos gráficos obtidos, aplicou-se o método de contagem de ciclos de *Rainflow*, introduzido no capítulo 2, ver figura 4.47, para estimar o tempo de vida dos veios pela relação de Goodman (Eq. 5), ver tabela 4.6, e prever o número de ciclos necessários para a propagação de uma fenda nas zonas mais críticas de cada veio.

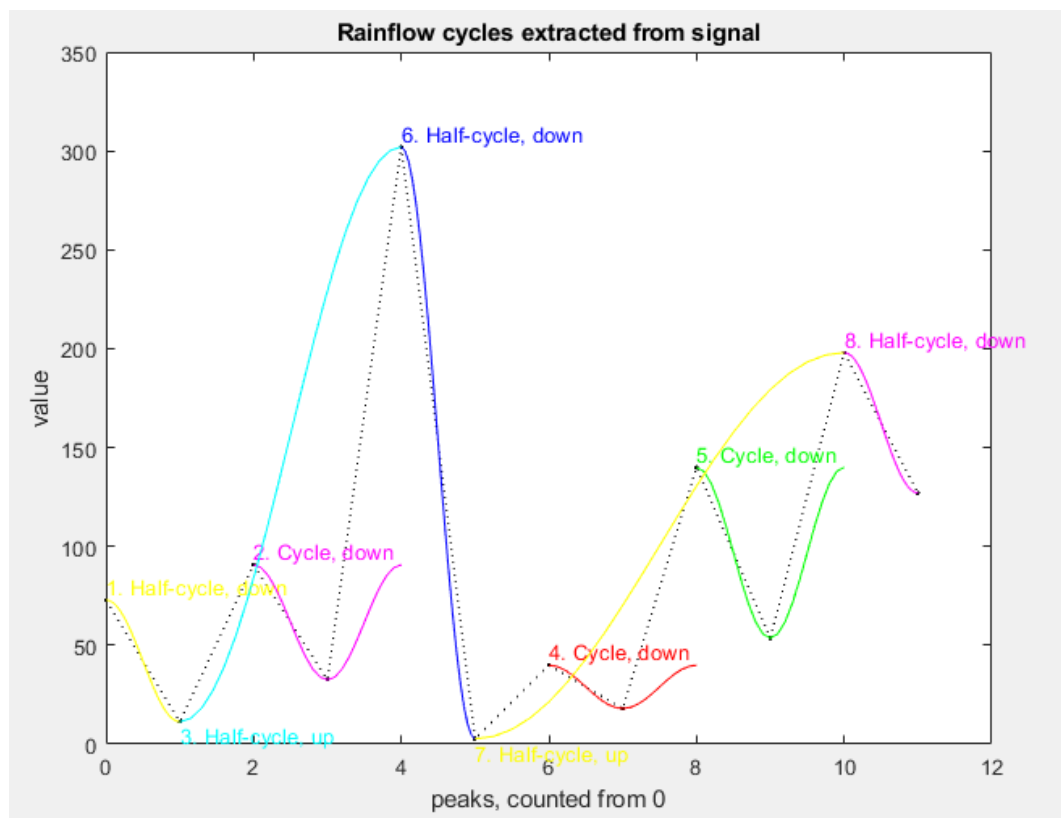


Figura 4.46 – Algoritmo de contagem de ciclos de Rainflow para o moente de apoio 4- A3 - Pielstick

Tabela 4.5 – Ciclos resultantes da aplicação de Rainflow e aplicação da relação de Goodman e da regra de Miner para o moente de apoio 4

	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
A3	0,5	36,6	36,3	1,25131E+24	3,99582E-25					
	1	61,6	29,1	3,23788E+25	3,08844E-26					
	1	28,95	10,95	4,77095E+32	2,09602E-33					
	1	96,8	43,2	2,91144E+22	3,43473E-23					
	0,5	151,15	150,85	1,53357E+13	3,26038E-14					
	0,5	152,35	149,65	1,71412E+13	2,91696E-14					
	0,5	100,35	97,65	4,3032E+16	1,16193E-17					
	0,5	162,5	35,5	2,54064E+23	1,96801E-24					
					6,1785E-14	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	1,61852E+12	3,23703E+12	158678147,1
B3	0,5	39,9	29,1	4,46993E+25	1,11859E-26					
	1	60,8	31,7	8,05729E+24	1,24111E-25					
	0,5	152,4	141,6	4,23983E+13	1,17929E-14					
	1	40,95	19,75	2,52946E+28	3,95341E-29					
	1	145	43	1,46189E+22	6,84044E-23					
	0,5	149,095	144,905	3,06576E+13	1,63092E-14					
	0,5	110,595	106,405	8,97261E+15	5,57251E-17					
	0,5	173	44	6,32233E+21	7,90848E-23					
					2,81578E-14	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	3,55141E+12	7,10282E+12	348177286,2
A4	0,5	97,4	3,6	1,41763E+40	3,52702E-41					
	1	75,75	10,05	9,69908E+32	1,03103E-33					
	0,5	57,9	43,1	5,46852E+22	9,14323E-24					
	0,5	135,4	120,6	7,76351E+14	6,44039E-16					
	1	4,95	0,44	5,1701E+55	1,9342E-56					
	1	122	64	3,11923E+19	3,20592E-20					
	0,5	130,05	125,95	4,15263E+14	1,20405E-15					
	0,5	107,05	102,95	1,62959E+16	3,06826E-17					
	0,5	174,5	35,5	2,08089E+23	2,40281E-24					
					1,87881E-15	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
B4	0,5	83,6	8,5	1,34055E+34	3,7298E-35					
	0,5	78,85	13,25	9,9587E+30	5,02074E-32					
	1	144,5	17,5	3,70631E+28	2,6981E-29					
	1	263,5	0,5	9,73963E+52	1,02673E-53					
	0,5	172,8	107,2	2,8993E+15	1,72455E-16					
	1	4,555	0,505	5,4323E+54	1,84084E-55					
	1	120,6	63,4	3,72186E+19	2,68683E-20					
	0,5	141,68	138,32	7,4131E+13	6,74481E-15					
	0,5	107,68	104,32	1,29919E+16	3,84854E-17					
	0,5	166,5	45,5	4,06656E+21	1,22954E-22					
					6,95578E-15	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	1,43765E+13	2,87531E+13	1409463983
							d=0,5	7,18827E+13	1,43765E+14	7047319913
							d=1	1,43765E+14	2,87531E+14	14094639826

Nos anexos 17 a 28 encontram-se as tabelas para os outros apoios, os quais dao origem à tabela 4.7.

Tabela 4.6 - Tempo previsto de vida pela relação de Goodman para cada moente, em horas - Pielstick

Moentes		Banco de cilindros		Banco de cilindros		Banco de cilindros	
		A	B	A	B	A	B
Apoio 1	1	2,91E+11	3,20E+11	1,46E+12	1,60E+12	2,91E+12	3,20E+12
Manivela 1	1	9,03E+13	3,49E+12	4,51E+14	1,75E+13	9,03E+14	3,49E+13
	1	7,06E+13	1,09E+14	3,53E+14	5,47E+14	7,06E+14	1,09E+15
Apoio 2	1	5,33E+08	1,88E+10	2,67E+09	9,38E+10	5,33E+09	1,88E+11
	2	8,25E+09	9,49E+08	4,13E+10	4,74E+09	8,25E+10	9,49E+09
Manivela 2	2	5,57E+13	5,41E+11	2,78E+14	2,71E+12	5,57E+14	5,41E+12
	2	6,88E+11	1,25E+14	3,44E+12	6,24E+14	6,88E+12	1,25E+15
Apoio 3	2	3,14E+08	1,32E+10	1,57E+09	6,60E+10	3,14E+09	1,32E+11
	3	1,98E+08	4,20E+08	9,90E+08	2,10E+09	1,98E+09	4,20E+09
Manivela 3	3	6,11E+10	1,08E+11	3,05E+11	5,40E+11	6,11E+11	1,08E+12
	3	1,20E+11	1,14E+11	6,00E+11	5,72E+11	1,20E+12	1,14E+12
Apoio 4	3	1,59E+08	3,48E+08	7,93E+08	1,74E+09	1,59E+09	3,48E+09
	4	5,22E+09	1,41E+09	2,61E+10	7,05E+09	5,22E+10	1,41E+10
Manivela 4	4	3,99E+13	1,67E+12	1,99E+14	8,36E+12	3,99E+14	1,67E+13
	4	8,86E+11	2,79E+13	4,43E+12	1,40E+14	8,86E+12	2,79E+14
Apoio 5	4	2,75E+08	2,09E+10	1,37E+09	1,04E+11	2,75E+09	2,09E+11
	5	1,06E+14	3,95E+12	5,29E+14	1,97E+13	1,06E+15	3,95E+13
Manivela 5	5	1,06E+11	1,48E+11	5,29E+11	7,42E+11	1,06E+12	1,48E+12
	5	1,21E+11	1,83E+11	6,07E+11	9,16E+11	1,21E+12	1,83E+12
Apoio 6	5	4,18E+08	4,51E+08	2,09E+09	2,25E+09	4,18E+09	4,51E+09
	6	3,72E+09	3,66E+09	1,86E+10	1,83E+10	3,72E+10	3,66E+10
Manivela 6	6	9,88E+14	3,13E+13	4,94E+15	1,56E+14	9,88E+15	3,13E+14
	6	2,06E+15	1,60E+17	1,03E+16	7,99E+17	2,06E+16	1,60E+18
Apoio 7	6	3,16E+10	2,92E+23	1,58E+11	1,46E+24	3,16E+11	2,92E+24
Dano Acumulado		D=0,1		D=0,5		D=1	

Nesta tabela observa-se o tempo de vida estimado para cada ponto de interesse, do total de 48 como mencionado anteriormente, para um dano acumulado de 10%, 50% e 100% respectivamente. É de salientar que os moentes de apoio 3, 4 e 5 são o que apresenta menor tempo de vida espectável, sendo que o ponto A3 do moente de apoio 4 é o pior caso.

4.2.3 Determinação das frequências de vibração e dos modos de vibração

A análise modal foi realizada apenas com as condições de fronteira nos moentes de apoio de modo a calcular as frequências naturais de cada veio de manivelas (Tabela 4.9, Figuras 4.49-4.50).

Tabela 4.7 – Frequências de vibração dos veios de manivelas e respectivos modos de vibração

	Motor MTU [Hz]	Motor Pielstick [Hz]
1º modo	0.0035	0.0075
2º modo	200.68	147.35
3º modo	389.79	290.97
4º modo	490.16	427.04
5º modo	491.22	554.16

O motor MTU trabalha numa gama de velocidade angular de rotação compreendida entre 700 e 1200 rpm, que corresponde a frequências angulares que variam de 11.67 Hz até 20 Hz; o motor *Pielstick* funciona numa gama de velocidade angular de rotação compreendida entre 220 e 340 rpm, que corresponde a frequências angulares de 3.67 Hz até 5.67 Hz. Pela comparação dos valores referidos anteriormente com os indicados na Tabela 4.7, verifica-se que não existe risco de ressonância para qualquer dos veios de manivelas analisados.

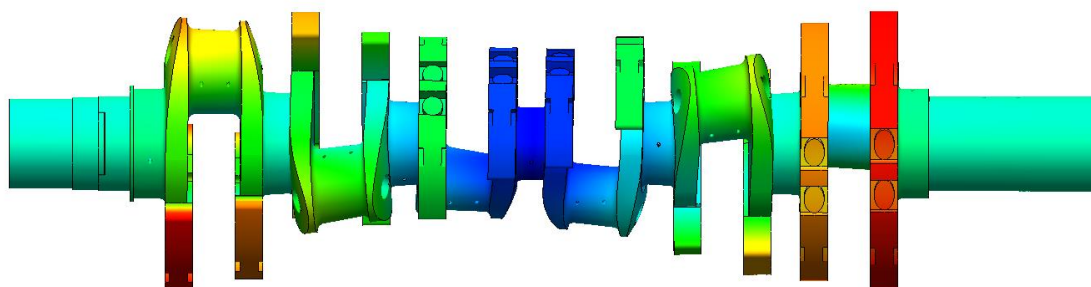


Figura 4.47 – 2º modo de vibração a 200.68 Hz – motor MTU

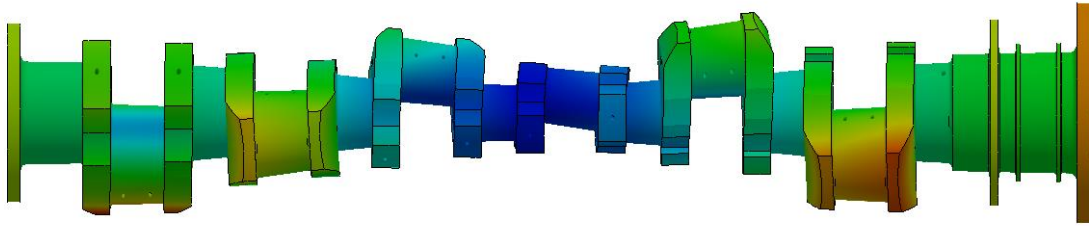


Figura 4.48 – 2º modo de vibração a 147.35 Hz – motor Pielstick

Não obstante o que foi referido, os motores analisados possuem amortecedor de vibrações torsionais o qual é utilizado para suavizar o funcionamento do motor ao absorver picos de forças torsionais que poderão existir.

4.3 Alterações ao projecto dos veios de manivelas em análise

Com o intuito de melhorar o tempo de vida previsto pelas simulações, foi efetuada uma análise aos problemas causados pela geometria de ambos os veios de manivelas, tendo como base o gráfico no anexo 1 que relaciona o factor de concentração de tensões com a geometria do veio (Tabela 4.10).

Os valores a ter em conta para cada veio de manivela são os seguintes:

MTU	Pielstick
<ul style="list-style-type: none"> • $t = 65 \text{ mm}$ • $s = 39 \text{ mm}$ • $r = 20 \text{ mm}$ • $b = 294.05 \text{ mm}$ • $d_{\text{apoio}} = 200 \text{ mm}$ • $d_{\text{manivela}} = 158$ 	<ul style="list-style-type: none"> • $t = 142 \text{ mm}$ • $s = 70.96 \text{ mm}$ • $r = 10.7 \text{ mm}$ • $b = 396.18 \text{ mm}$ • $d = 286.5 \text{ mm}$
<p>E foram efectuadas as seguintes alterações (figura 4.51 e 4.52):</p> <ul style="list-style-type: none"> • $t = 80 \text{ mm (+15mm)}$ 	<ul style="list-style-type: none"> • $r = 35 \text{ mm (+24.3mm)}$

Tabela 4.8 – Tabela comparativa entre a condição atual e melhoramentos feitos

		t/d		s/d		r/d		b/d		K_t	
		Apoio	Manivela	Apoio	Manivela	Apoio	Manivela	Apoio	Manivela	Apoio	Manivela
MTU	Condição atual	0,33	0,45	0,20	0,25	0,10	0,13	1,47	1,86	6	4,6
	Melhoramento	<u>0,40</u>	<u>0,51</u>	0,20	0,25	0,10	0,13	1,47	1,86	<u>4,75</u>	<u>3,47</u>
Pielstic	Condição atual	0,50		0,25		0,04		1,39		4,75	
	Melhoramento	0,50		0,25		<u>0,12</u>		1,39		<u>3,5</u>	

Pelo que se observa na tabela 4.10, em ambos os veios de manivelas foi possível diminuir o valor da concentração de tensões entre 20% e 26%, em termos teóricos. Para tal, no veio MTU foi alterada a espessura da parede da manivela, t (anexo 1), como mostra a figura 4.51, que, por experimentação, foi a medida mais eficaz para obter o resultado pretendido; no veio *Pielstick*, foi alterado o formato e o raio de curvatura do boleado, r e δ (anexo 1), em torno dos moentes de apoio, demonstrado pela figura 4.52.

É de notar que o veio MTU tem diâmetros diferentes nos moentes de manivelas e moentes de apoio, ao invés do veio *Pielstick*, que mantém o diâmetro constante.

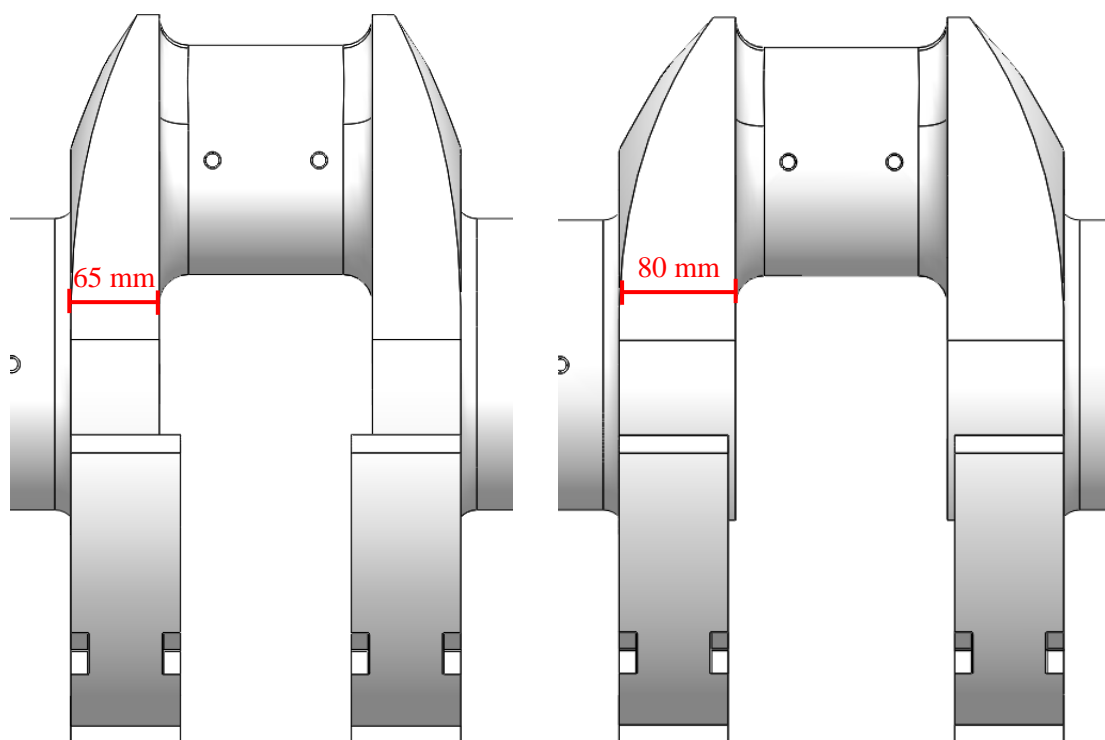


Figura 4.49 – Comparação da espessura atual com o melhoramento feito - MTU

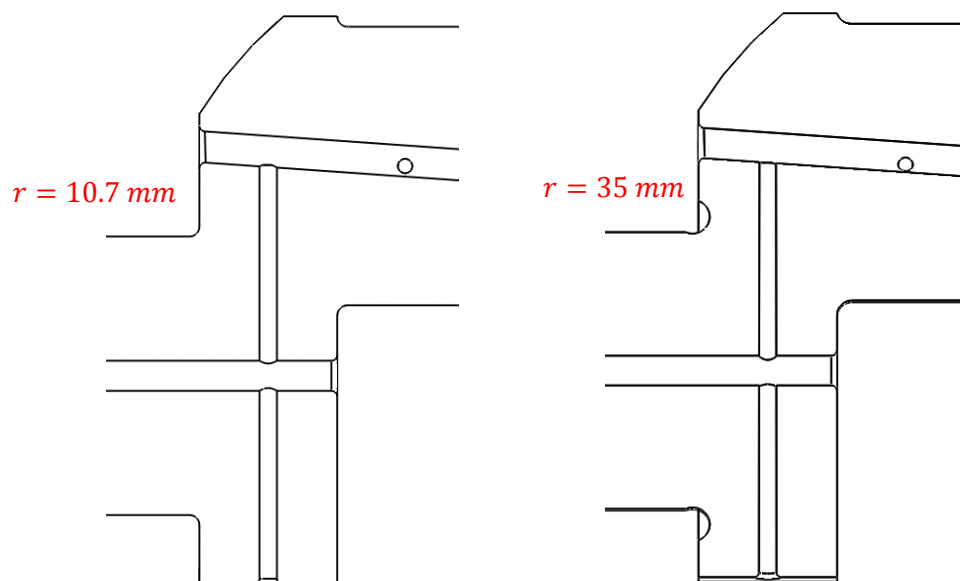


Figura 4.50 - Comparação do boleado atual com o melhoramento feito - Pielstick

Para verificar se a diminuição do fator de concentrações corresponde efetivamente na diminuição das tensões localizadas medidas anteriormente foram efetuadas novas simulações para os piores casos de cada fabricante. No motor MTU foram refeitas as simulações para as posições de 60°, 270° e 300° para verificar a consistência dos melhoramentos; no motor Pielstick foi refeita apenas o pior caso na posição de 82.5° devido ao tempo de simulação requerido.

Nas tabelas 4.11 e 4.12 observa-se os valores de tensão de *Von Mises*, retirados das simulações iniciais (ver anexo 3 e 16) e os novos valores de tensão resultantes das alterações geométricas feitas aos veios.

Tabela 4.9 – Diferença em percentagem de valores ponto a ponto - MTU

		A1	B1	A2	B2	A3	B3	A4	B4	A5	B5	A6	B6	
60	moente	144,00	146,13	138,83	102,33	90,73	122,00	442,71	443,67	313,75	279,80	274,00	288,00	actual
		129,00	130,30	127,09	95,56	62,33	92,19	273,00	277,00	274,56	246,00	255,57	273,43	melhorado
	manivela	94,69	91,65	113,17	46,88	93,47	117,80	199,50	201,50	236,75	193,80	147,57	179,50	actual
		86,88	86,66	99,66	15,77	85,11	138,50	173,00	176,43	212,75	176,29	126,38	118,25	melhorado
	manivela	93,25	93,31	22,24	93,33	161,20	139,67	203,00	204,00	203,60	244,00	124,50	85,35	actual
		86,54	84,90	30,00	91,62	104,27	118,71	175,17	177,78	163,88	218,86	154,67	77,75	melhorado
	moente	141,60	131,86	49,53	94,44	406,25	406,80	277,83	295,17	298,80	357,40	77,62	46,83	actual
		127,18	119,88	40,59	81,28	254,71	246,13	251,44	259,11	275,88	317,88	60,82	33,80	melhorado
	270	61,80	71,32	352,50	368,00	343,40	327,40	206,29	222,80	138,20	195,00	5,23	3,24	actual
		26,73	34,64	312,30	323,78	312,89	294,63	187,89	198,90	138,70	177,54	4,90	2,48	melhorado
		87,98	114,00	254,00	257,00	241,86	187,75	137,70	140,33	61,00	137,43	1,88	2,11	actual
		85,54	114,20	217,67	220,89	214,00	165,38	123,56	123,30	45,16	124,55	1,72	2,15	melhorado
		189,40	157,83	257,43	253,83	161,00	208,67	138,33	144,00	104,42	14,16	1,21	0,74	actual
		162,57	131,11	221,00	219,57	131,60	188,67	123,50	126,90	100,46	9,84	1,15	0,55	melhorado
300	moente	317,75	287,60	361,14	355,67	221,14	267,40	196,40	222,50	64,04	16,81	0,30	0,85	actual
		294,00	270,73	327,78	315,86	195,44	232,22	172,64	196,22	46,44	13,17	0,33	0,56	melhorado
	moente	183,50	197,50	357,75	374,20	363,20	321,50	316,25	301,80	263,50	284,75	0,75	1,81	actual
		151,80	160,10	320,90	330,00	323,58	304,11	283,56	267,78	254,70	269,22	0,70	1,70	melhorado
	manivela	145,33	171,67	258,33	262,00	269,29	198,14	234,29	184,29	139,86	179,71	1,70	1,67	actual
		133,44	153,89	221,80	223,50	238,25	175,43	203,60	161,60	122,63	153,50	1,64	1,44	melhorado
	manivela	226,00	200,50	258,00	259,40	178,86	253,67	196,20	244,40	121,00	75,33	0,67	0,98	actual
		190,22	169,55	217,11	222,63	154,89	226,86	170,67	215,50	116,25	65,97	0,64	0,94	melhorado
	moente	322,80	324,67	373,00	359,40	288,75	340,83	296,83	356,80	81,54	47,59	0,30	0,64	actual
		306,33	296,25	331,33	317,88	256,57	299,30	273,33	313,00	47,82	32,76	0,20	0,42	melhorado

Tabela 4.10 – Variação de valores de tensão ponto a ponto - Pielstick

		A1	B1	A2	B2	A3	B3	A4	B4	A5	B5	A6	B6	
82,5	moente	61,00	60,90	65,90	51,70	88,20	88,90	85,80	162,00	298,00	296,00	264,00	265,00	actual
		64,00	60,00	58,50	54,20	94,30	89,80	75,60	135,00	241,00	240,00	222,00	242,00	melhorado
	manivela	41,40	41,80	62,20	41,80	66,30	66,70	88,00	175,00	221,00	216,00	131,00	117,00	actual
		45,60	46,00	63,40	49,40	74,20	75,20	73,30	173,00	182,00	182,00	85,50	127,00	melhorado
	manivela	42,50	42,60	44,90	63,50	68,10	66,10	197,00	112,00	218,00	214,00	100,00	93,00	actual
		45,30	44,90	54,50	67,30	73,90	74,00	183,00	88,30	180,00	183,00	103,00	60,90	melhorado
	moente	56,60	55,80	79,60	89,60	90,70	92,50	304,00	243,00	302,00	293,00	69,30	65,30	actual
		55,40	54,60	88,40	93,60	96,30	95,70	247,00	192,00	228,00	232,00	48,30	28,00	melhorado

Como é possível observar nas tabelas 4.11 e 4.12, as tensões diminuíram de forma aproximadamente regular ao longo de todos os pontos e permitiu calcular uma diminuição média de 13.48% para o veio MTU e 5.87% para o veio *Pielstick*.

Tendo sido calculado a percentagem de redução pode-se aplicar esta redução aos gráficos de variação tensão em função da posição do veio de manivelas e por sua vez estimar o tempo de vida previsto com as novas alterações geométricas.

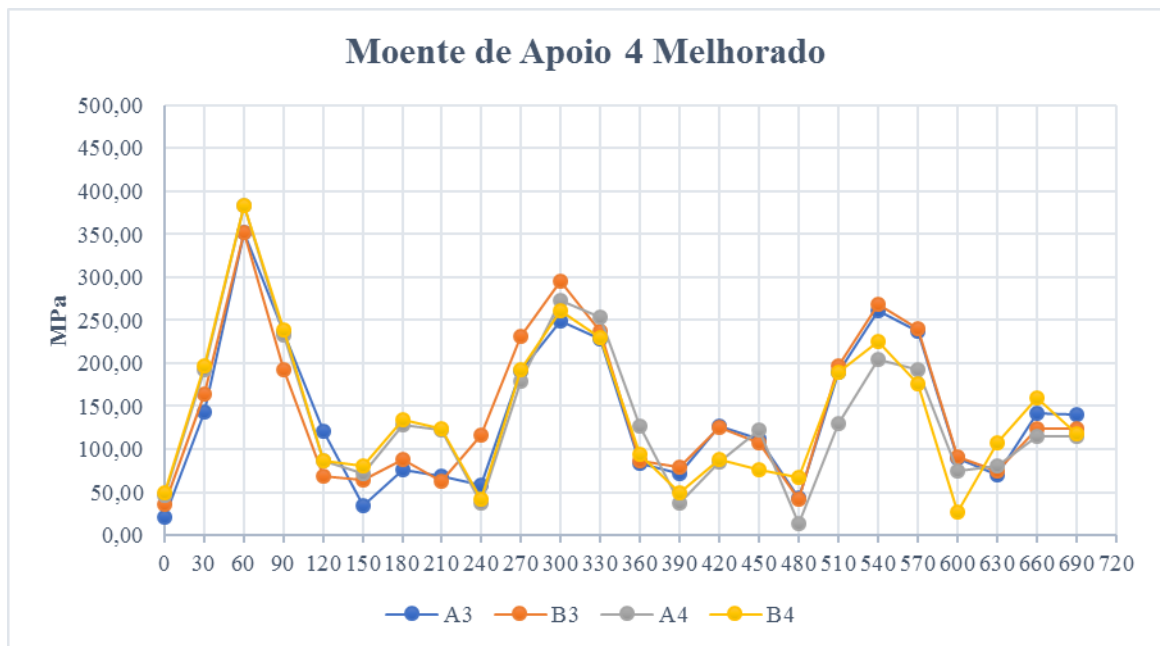


Figura 4.51 – Variação das tensões ao longo das duas voltas na condição melhorada. - MTU

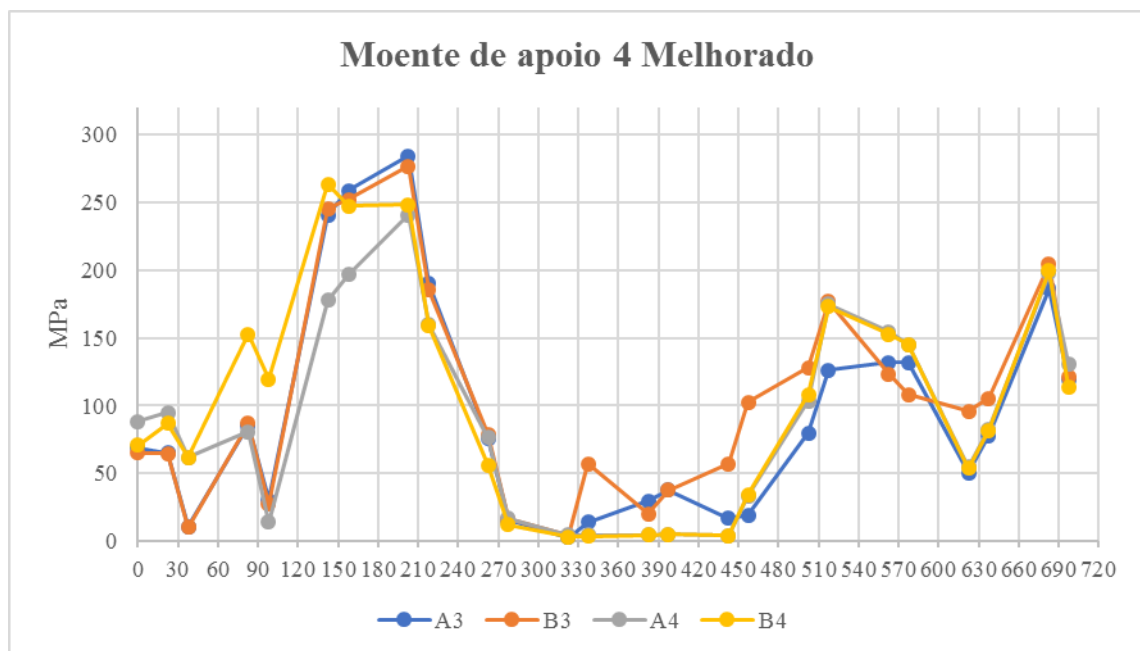


Figura 4.52 - Variação das tensões ao longo das duas voltas na condição melhorada. - Pielstick

Posteriormente aplica-se novamente o algoritmo de contagem de ciclos de *Rainflow*, e calcula-se o dano acumulado pela regra de *Miner* e pela relação de *Goodman*. (tabela 4.13 e 4.14)

Tabela 4.11 - Ciclos resultantes da aplicação de Rainflow e aplicação da relação de Goodman e da regra de Miner para o moente de manivela 4 - MTU melhorado

A3	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	1	67,46	9,23	7,24E+22	1,38E-23					
	1	99,47	27,61	8,02E+17	1,25E-18					
	1	146,745	103,085	8,31E+11	1,2E-12					
	0,5	186,3	165,19	5,17E+09	9,68E-11					
	0,5	192,985	158,505	7,55E+09	6,62E-11					
	0,5	147,825	113,345	3,13E+11	1,6E-12					
	0,5	165,835	95,335	1,64E+12	3,05E-13					
	0,5	105,91	35,41	6,04E+16	8,28E-18					
	0,5	141,1	0,22	1,87E+39	2,67E-40					
					1,66E-10	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	6,02E+08	1203833623	16719,91
							d=0,5	3,01E+09	6019168115	83599,56
							d=1	6,02E+09	12038336229	167199,1
B3	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	1	76,13	11,77	5,71E+21	1,75E-22					
	1	102,325	23,505	4,09E+18	2,44E-19					
	1	178,72	116,17	1,99E+11	5,02E-12					
	0,5	193,595	158,365	7,59E+09	6,59E-11					
	0,5	197,125	154,835	9,34E+09	5,36E-11					
	0,5	155,25	112,96	3,09E+11	1,62E-12					
	0,5	171,36	96,85	1,34E+12	3,72E-13					
	0,5	99,15	24,64	2,58E+18	1,94E-19					
					1,26E-10	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	7,91E+08	1581415355	21964,1
							d=0,5	3,95E+09	7907076777	109820,5
							d=1	7,91E+09	15814153554	219641
A4	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	1	99,675	28,625	5,54E+17	1,81E-18					
	0,5	213,35	169,68	3,29E+09	1,52E-10					
	1	155,745	117,875	1,99E+11	5,02E-12					
	1	79,825	42,045	1,22E+16	8,18E-17					
	0,5	198,21	184,82	1,51E+09	3,3E-10					
	0,5	108,93	95,54	2,29E+12	2,18E-13					
	0,5	139,62	64,85	9,99E+13	5E-15					
	0,5	95,03	20,26	1,96E+19	2,55E-20					
					4,88E-10	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	2,05E+08	410207366,8	5697,325
							d=0,5	1,03E+09	2051036834	28486,62
							d=1	2,05E+09	4102073668	56973,25
B4	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	1	107,335	27,205	8,89E+17	1,13E-18					
	0,5	216,56	167,3	3,72E+09	1,34E-10					
	1	77,445	10,135	2,62E+22	3,82E-23					
	1	137,13	88	4,46E+12	2,24E-13					
	1	151,66	109,46	4,36E+11	2,29E-12					
	0,5	205,225	178,635	2,05E+09	2,44E-10					
	0,5	93,28	66,69	1E+14	4,99E-15					
	0,5	139,145	20,825	1,12E+19	4,45E-20					
					3,81E-10	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	2,62E+08	524853007,4	7289,625
							d=0,5	1,31E+09	2624265037	36448,13
							d=1	2,62E+09	5248530074	72896,25

Tabela 4.12 - Ciclos resultantes da aplicação de Rainflow e aplicação da relação de Goodman e da regra de Miner para o moente de manivela 4 – Pielstick melhorado

A3	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	39,635	28,995	4,76135E+25	1,05E-26					
	1	57,99	27,39	9,22385E+25	1,08E-26					
	0,5	147,47	136,83	8,05882E+13	6,2E-15					
	1	27,255	10,305	1,32298E+33	7,56E-34					
	1	91,13	40,67	8,54781E+22	1,17E-23					
	0,5	143,42	140,88	5,33567E+13	9,37E-15					
	0,5	94,47	91,93	1,26814E+17	3,94E-18					
	0,5	152,98	33,42	7,99547E+23	6,25E-25					
					1,56E-14	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	6,42E+12	1,28E+13	6,29E+08
B3	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	37,565	27,395	1,24472E+26	4,02E-27					
	1	57,235	29,845	2,28389E+25	4,38E-26					
	0,5	143,47	133,3	1,32006E+14	3,79E-15					
	1	38,55	18,59	7,06821E+28	1,41E-29					
	1	136,5	40,48	4,51448E+22	2,22E-23					
	0,5	140,355	136,415	9,5071E+13	5,26E-15					
	0,5	104,11	100,17	2,67263E+16	1,87E-17					
	0,5	162,86	41,42	2,0151E+22	9,07E-15	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	1,1E+13	2,21E+13	1,08E+09
							d=0,5	5,52E+13	1,1E+14	5,41E+09
A4	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	91,79	3,29	6,76636E+40	7,39E-42					
	1	71,31	9,46	2,7972E+33	3,58E-34					
	0,5	54,505	40,575	1,54776E+23	3,23E-24					
	0,5	127,465	113,535	2,37193E+15	2,11E-16					
	1	4,66	0,41	1,6522E+56	6,05E-57					
	1	114,85	60,25	9,39913E+19	1,06E-20					
	0,5	122,43	118,57	1,26183E+15	3,96E-16					
	0,5	100,775	96,915	4,8385E+16	1,03E-17					
	0,5	164,27	33,42	6,6388E+23	7,53E-25					
					6,17E-16	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
B4	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	74,23	12,47	2,8886E+31	1,73E-32					
	1	136,035	16,475	1,14316E+29	8,75E-30					
	1	248,025	0,505	1,09739E+53	9,11E-54					
	0,5	162,675	100,915	9,23704E+15	5,41E-17					
	1	4,285	0,475	1,48828E+55	6,72E-56					
	1	113,535	59,685	1,11988E+20	8,93E-21					
	0,5	133,375	130,215	2,28072E+14	2,19E-15					
	0,5	101,37	98,21	3,85641E+16	1,3E-17					
	0,5	156,745	42,835	1,28507E+22	3,89E-23					
					2,26E-15	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	4,43E+13	8,85E+13	4,34E+09
							d=0,5	2,21E+14	4,43E+14	2,17E+10
							d=1	4,43E+14	8,85E+14	4,34E+10

Nas seguintes tabelas faz-se a comparação entre o tempo de vida previsto no modelo atual e no modelo melhorado para cada fabricante, com base nas tabelas 4.2, 4.6, 4.13 e 4.14:

Tabela 4.13 - Comparativo entre tempo de vida estimado atual e melhorado para o veio MTU

MTU		A		B	
Moente de apoio 4	3	Actual	melhorado	Actual	Melhorado
		3131.8 horas	16719.6 horas	4086.0 horas	21946.1 horas
	4	+433%		+438%	
		1075.0 horas	5697.32 horas	1332.3 horas	7289.6 horas
		+392%		+447%	

Tabela 4.14 - Comparativo entre tempo de vida estimado atual e melhorado para o veio Pielstick

Pielstick		A		B	
Moente de apoio 4	3	Actual	melhorado	Actual	Melhorado
		1.59×10 ⁸ horas	6.3×10 ⁸ horas	3.48×10 ⁸ horas	1.1×10 ⁹ horas
	4	+747%		+2160%	
		5.22×10 ⁹ horas	1.6×10 ¹⁰ horas	1.41×10 ⁹ horas	4.3×10 ⁹ horas
		+2065%		+2049%	

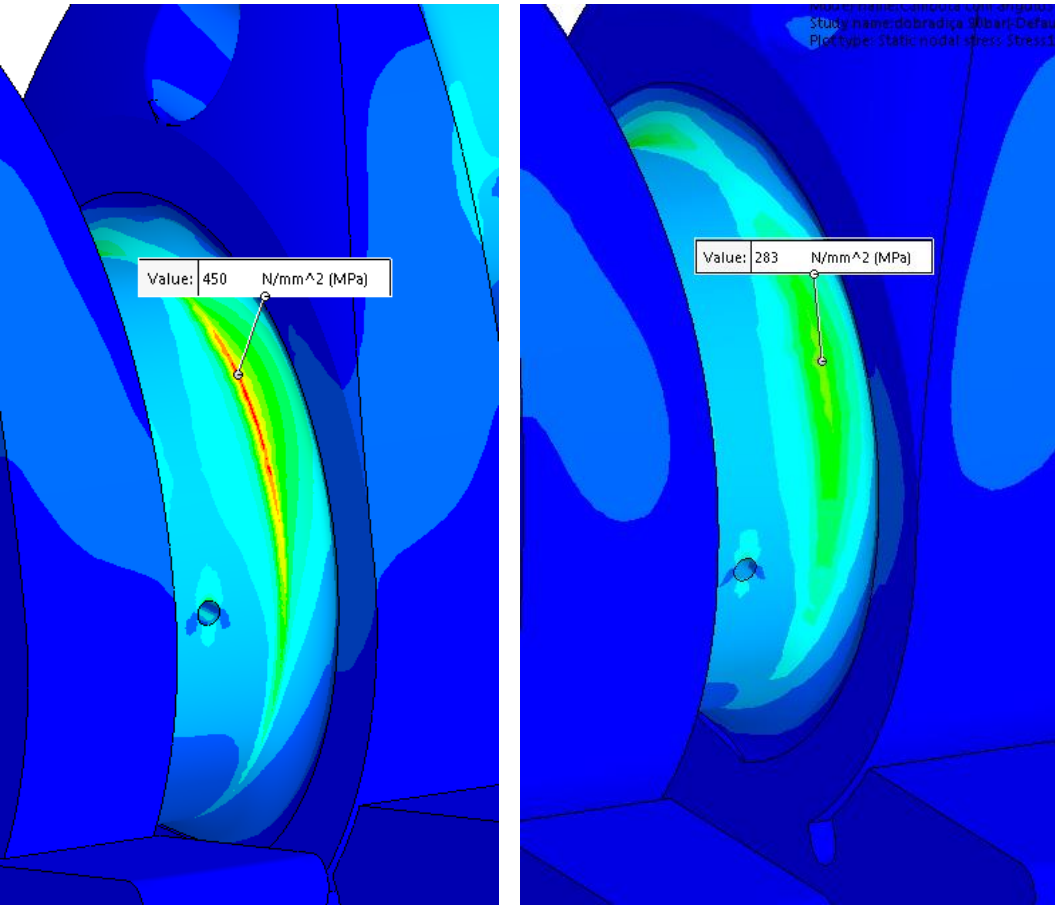


Figura 4.53 – Comparativo da concentração de tensões entre o estado actual (esquerda) e o melhoramento feito (direita) – Moente 4 MTU

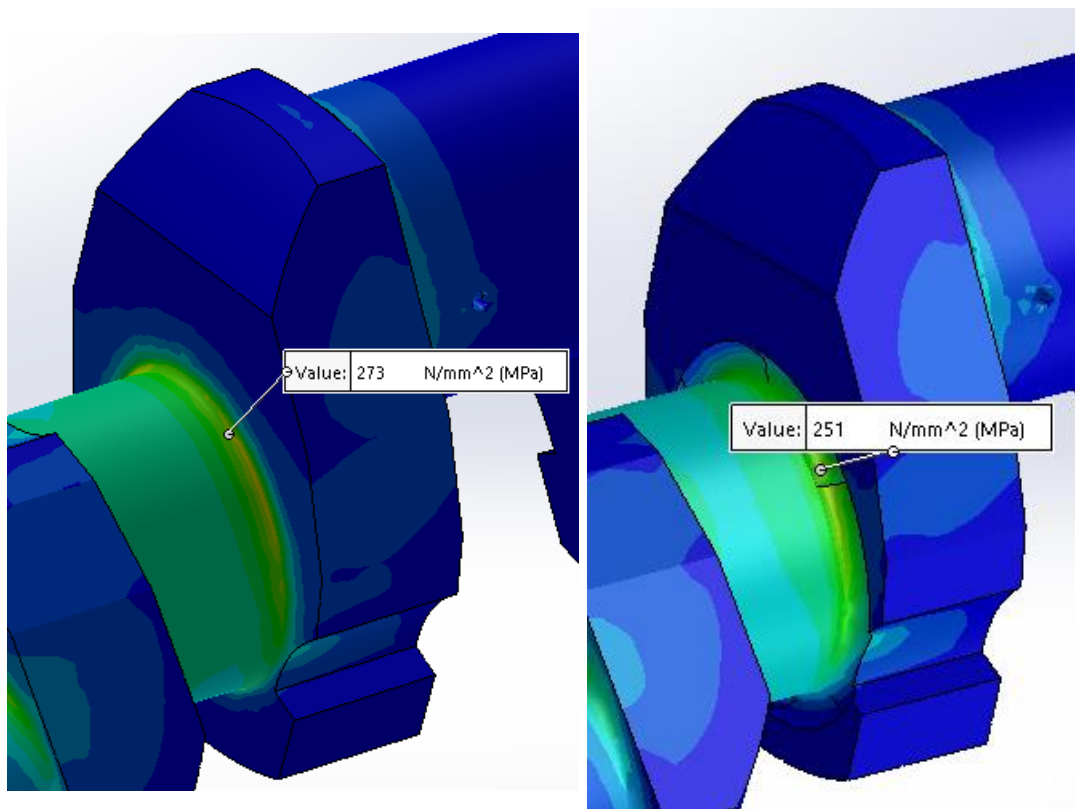


Figura 4.54 - Comparativo da concentração de tensões entre o estado actual (esquerda) e o melhoramento feito (direita) – Moente 6 Pielstick

5. Conclusões

Nesta dissertação foram avaliadas as condições de trabalho do veio de manivelas de dois fabricantes concorrentes, MTU e Pielstick, ambos utilizados pela Marinha Portuguesa de modo a estimar o seu tempo de vida.

Esta dissertação foi desenvolvida com base numa série de análises estáticas de modo a representar o movimento contínuo do veio de manivelas de ambos os motores de combustão interna durante um ciclo completo de funcionamento, ignorando forças de inércia que existem aquando do seu movimento. Os modelos tridimensionais dos veios utilizados foram criados para utilização nas teses de mestrados de João Gaivota e Eduardo Simões.

Em relação ao veio de manivelas MTU, o tempo de vida dos moentes indicam uma menor resistência estrutural nos moentes de apoio centrais do veio, 3,4 e 5, o que vai ao encontro com as falhas relatadas no capítulo 3. A previsão do tempo de vida útil na pior situação é de 1075 horas tendo em conta o funcionamento contínuo à máxima rotação e observou-se que a propagação de uma fenda será quase instantânea. Foi testado ainda neste veio a situação de desalinhamento de um dos moentes de apoio, impondo um deslocamento de 0.1mm, e verificou-se um aumento na área de concentração de tensões, o que significa que há um maior risco de criação de uma fenda.

Os melhoramentos efetuados no veio MTU podem-se considerar bastante positivos melhorando o tempo de vida útil mencionado anteriormente para 5697 horas; porém, contêm alguns aspetos negativos, nomeadamente o alongamento do veio, que implicará custos elevados na alteração geométrica de grande parte do motor, ou na alteração dos tirantes que poderão ter outras consequências indesejadas, como a instabilidade vertical do mesmo.

No caso do veio de manivelas *Pielstick*, o tempo de vida previsto e calculado é bastante positivo, pois não há relatos de falhas neste veio de manivelas, que vai ao encontro com os dados calculados. O tempo previsto de vida útil no pior caso é aproximadamente 158 milhões de horas de utilização o que demonstra a sua fiabilidade. É de notar que a impossibilidade de conhecer o tipo de material utilizado pelo fabricante também influencia a previsibilidade do tempo de vida do veio. Com os melhoramentos efectuados foi possível aumentar o tempo de vida útil para 630 milhões de horas, que mostra que as alterações geométricas diminuíram as tensões geradas pelos carregamentos.

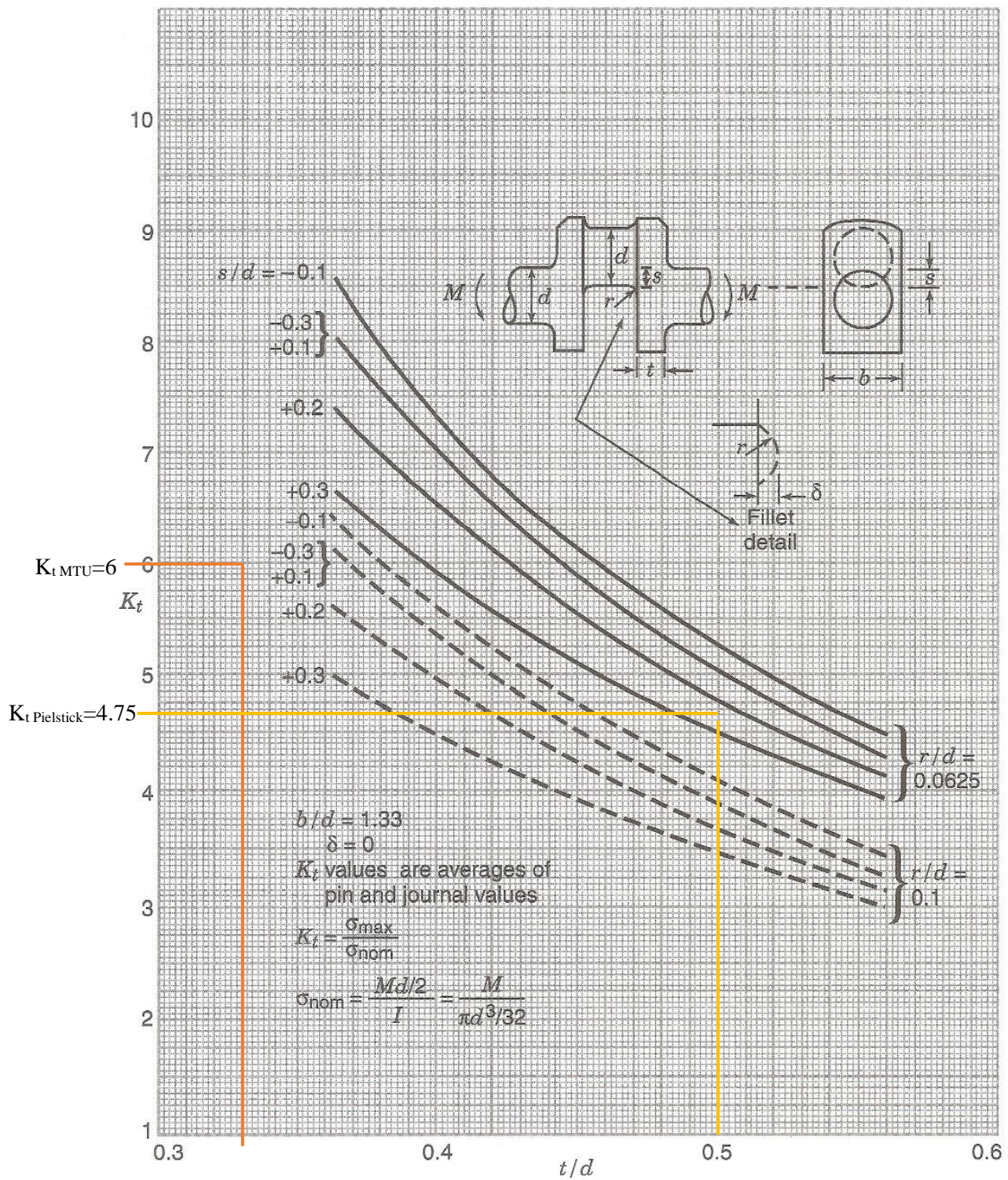
Para um aprofundamento deste trabalho seria útil obter as propriedades do aço *Martin*, usado no veio *Pielstick*, e fazer um estudo à variação de pressão dentro do cilindro de um motor diesel, de modo a alcançar uma curva de carregamento mais fidedigna.

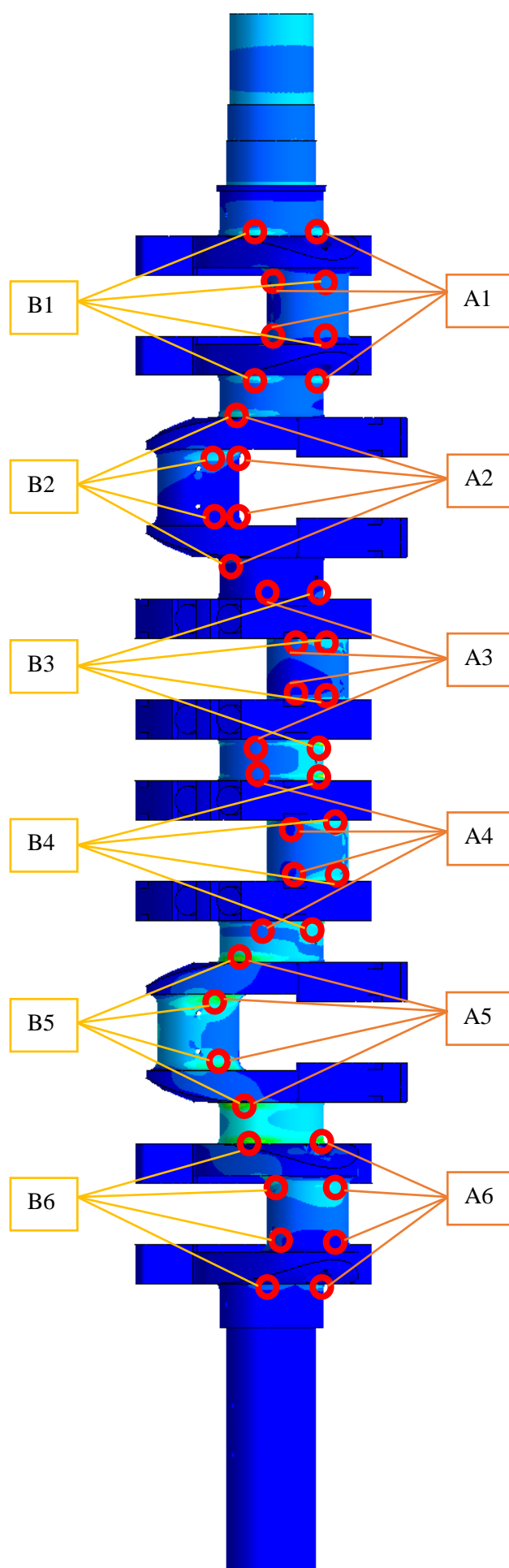
Referências Bibliográficas

- ASTM E 1049-85 (1997). *Standard Practices for Cycle Counting in Fatigue Analysis*. West Conshohocken: American Society for Testing and Materials
- Baek, S., Cho, S., & Joo, W. (2007). *Fatigue life prediction based on the Rainflow cycle counting method for the end beam of a freight car bogie*. International Journal of Automotive Technology Vol 9, pp. 95-101
- Becerra Villanueva, J., Jiménez Espadafor, F., Cruz-Peragón, F., & Torres García, M. (2011). *A methodology for cracks identification in large crankshafts*. Mechanical Systems And Signal Processing. Vol 25, pp. 3168-3185
- Björn's Auto. Consultado em 14 de Setembro de 2017. Disponível em <http://www.drbjornsauto.com/diesel-technology/>
- Branco, C. M., Ferreira, J. M., Costa, J. D., & Ribeiro, A. S. (2005). *Projecto de Órgãos de Máquinas*. Lisboa: Fundação Calouste Gulbenkian
- BS 7910 (2013). *Guide to methods for assessing the acceptability of flaws in metallic structures*. BSI Standards Limited 2015
- Chien, W., Pan, J., Close, D., & Ho, S. (2005). *Fatigue analysis of crankshaft sections under bending with consideration of residual stresses*. International Journal of Fatigue. Vol 27, pp. 1-19
- Comptest Engenharia. Consultado a 14 de Setembro de 2017. Disponível em <https://pt.linkedin.com/pulse/fadiga-parte-1-introdução-comptest-engenharia>
- Dowling, N. (2012). *Mechanical Behavior of Materials* (4ª edição). Harlow: Pearson Education Limited
- Energy Efficiency. Consultado em 14 de Setembro de 2017. Disponível em http://www.hk-phy.org/energy/transport/vehicle_phy01_e.html
- Enventure. Consultado em 14 de Setembro de 2017. Disponível em <http://www.enventure.com/blog/stress-concentration-factor-an-important-parameter-for-the-safety-of-any-component/>
- Espadafor, F. J., Villanueva, J. B., & García, M. T. (2009). *Analysis of a diesel generator crankshaft failure*. Engineering Failure Analysis, Vol 16, pp. 2333-2341.
- Ferreira, P. F. (2012). *Modelação fenomenológica de um motor Diesel marítimo para avaliar efeitos da mudança de combustível* (Tese de Mestrado). Faculdade de Ciências e Tecnologia (UNL), Almada.
- Gaivota, J. N. (2015). *Avaliação da Integridade Estrutural e Prevenção de Avarias em Veios de Manivelas de Motores* (Tese de Mestrado), Escola Naval, Almada, Base Naval de Lisboa.
- Homik, W. (2010). *Diagnostics, maintenance and regeneration of torsional vibration dampers for crankshafts of ship diesel engines*. Polish Maritime Research, Vol 17, pp. 62-68.
- Ktari, A., Haddar, N., & Ayedi, H. (2011). *Fatigue fracture expertise of train engine crankshafts*. Engineering Failure Analysis, Vol 18, pp. 1085-1093.

- Langford, M. (2016). Consultado em 3 de Setembro de 2017. Disponível em <http://www.n56ml.com/corvair/crankshaft/>
- Louro, J. (2010). *Avaliação de dano acumulado gerado por sequencia de arregamentos biaiais na vida a fadiga no aço 42CrMo4* (Tese de mestrado), Instituto Superior Técnico (IST), Lisboa.
- Martins, J. (2006). *Motores de Combustão Interna* (2ª ed.). Porto: Publindústria
- MathWorks, Rainflow Counting Algorithm. Consultado em 20 de Setembro de 2017. Disponível em <https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/3026-rainflow-counting-algorithm>.
- Munin. Consultado em 14 de Setembro de 2017. Disponível em <http://munin.pt/prov/turbo.html>
- Patil, A., Datar, G., & Kolhe, A. (2014). *Crankshaft failure due to fatigue – A review*. International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research, Vol. 3, pp. 166-172
- Silveira F. Consultado em 14 de Setembro de 2017. Disponível em <http://www.if.ufrgs.br/fis183/textos/maquinas/maquinas.html>
- Simões, E. (2016). *Análise e Prevenção de avarias de um veio de manivelas de um motor Pielstick* (Tese de Mestrado), Escola Naval, Almada, Base Naval de Lisboa.
- Taylor, D., Ciepalowicz, A., Rogers, P., & Devlukia, J. (1997). *Prediction of fatigue failure in a crankshaft using the technique of crack modelling*. Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, Vol 20, pp. 13-21.
- Taylor, D., Zhou, W., Ciepalowicz, A., & Devlukia, J. (1999). *Mixed-mode fatigue from stress concentrations: an approach based on equivalent stress intensity*. International Journal of Fatigue, Vol 21, pp. 173-178.
- Vencl, A., & Rac, A. (2014). *Diesel engine crankshaft journal bearings failures: Case study*. Engineering Failure Analysis, Vol 44, pp. 217-228
- Villanueva, J.A., Espadafor, F. Cruz-Peragón, F. & García, M. (2010). *A methodology for cracks identification in large crankshafts*. Mechanical Systems and Signal Processing, Vol 25, 3168-3185
- Pilkey, W. (1997). *Peterson's Stress Concentration Factors* (2ª ed.). New York: John Wiley & Sons, Inc.

Anexos





Anexo 3 – Valores de tensão de Von Mises - MTU

		A1	B1	A2	B2	A3	B3	A4	B4	A5	B5	A6	B6
0	moente	148,35	149,62	126,35	79,91	79,11	120,27	53,94	56,94	51,14	50,38	14,43	65,18
	manivela	99,01	101,93	94,51	63,33	40,62	88,69	33,85	34,40	35,82	34,40	41,14	69,66
	manivela	101,52	99,30	95,34	48,57	57,90	36,65	35,48	36,01	31,76	33,04	66,68	40,17
	moente	152,01	138,56	115,08	67,72	24,40	40,72	50,82	54,64	43,90	53,61	40,73	27,60
30	moente	126,46	128,17	101,12	79,91	39,03	25,11	222,20	226,87	212,63	204,54	145,05	201,97
	manivela	85,16	84,88	79,68	28,66	70,16	34,78	143,80	146,57	149,52	145,05	62,44	142,67
	manivela	85,45	84,47	24,52	48,97	84,49	104,37	145,16	146,71	142,12	145,18	112,08	8,74
	moente	125,84	117,54	23,09	24,21	164,85	188,91	204,44	219,48	199,78	212,65	67,52	18,85
60	moente	144,00	146,13	138,83	102,33	90,73	122,00	442,71	443,67	313,75	279,80	274,00	288,00
	manivela	94,69	91,65	113,17	46,88	93,47	117,80	199,50	201,50	236,75	193,80	147,57	179,50
	manivela	93,25	93,31	22,24	93,33	161,20	139,67	203,00	204,00	203,60	244,00	124,50	85,35
	moente	141,60	131,86	49,53	94,44	406,25	406,80	277,83	295,17	298,80	357,40	77,62	46,83
90	moente	122,83	127,00	109,83	115,17	110,50	165,33	269,80	276,00	290,00	253,00	313,00	280,40
	manivela	82,19	84,43	77,78	79,57	75,04	161,75	176,33	178,40	221,00	186,00	194,50	159,00
	manivela	83,20	80,37	79,13	79,40	191,50	108,00	181,14	173,67	214,50	248,00	95,66	129,20
	moente	117,00	113,00	108,17	114,29	271,83	222,50	249,50	262,00	317,00	353,13	61,37	73,99
120	moente	146,80	147,17	132,00	136,22	97,57	168,50	100,14	100,38	145,29	99,36	259,71	196,00
	manivela	101,58	98,74	94,69	94,30	45,03	135,80	63,01	67,76	141,00	84,13	183,20	94,82
	manivela	97,60	98,03	97,23	98,02	126,57	30,71	67,82	60,35	127,83	185,71	30,66	134,43
	moente	136,00	134,22	129,67	139,75	138,86	79,60	91,88	91,48	221,00	264,86	28,32	80,63
150	moente	127,00	126,67	114,88	125,50	64,57	125,00	82,13	92,62	49,78	58,36	137,17	104,67
	manivela	87,35	84,18	84,65	86,10	46,00	76,93	58,03	56,18	22,03	18,03	100,68	46,93
	manivela	82,59	85,12	87,04	87,14	70,32	62,80	60,80	61,90	44,38	60,23	14,62	72,04
	moente	123,33	121,40	116,40	123,00	39,86	74,39	80,13	91,98	101,68	117,83	18,23	45,77
180	moente	170,43	141,50	189,40	205,60	133,33	159,80	148,29	155,50	120,17	104,75	89,03	39,75
	manivela	140,67	90,60	136,50	138,75	63,09	91,60	78,08	99,15	71,80	45,67	66,50	24,52
	manivela	104,00	148,71	140,00	139,80	48,71	24,07	101,67	103,00	25,74	19,85	20,43	58,00
	moente	171,60	200,00	199,00	194,80	88,63	101,60	143,20	147,00	40,68	39,20	12,98	37,03
210	moente	160,00	132,80	215,20	232,60	176,86	165,25	141,80	143,80	144,80	87,06	6,57	4,98
	manivela	132,75	92,00	157,33	159,60	105,60	67,69	89,19	90,41	107,17	35,20	0,63	1,42
	manivela	117,00	156,00	160,50	160,50	37,40	59,80	97,43	94,28	10,93	85,74	1,28	0,52
	moente	198,17	218,20	235,50	224,00	79,00	72,30	134,17	132,33	14,33	60,13	0,61	0,49
240	moente	194,20	162,20	315,43	347,00	305,75	265,00	43,77	48,77	8,75	64,80	5,11	3,44
	manivela	182,29	117,00	233,67	234,83	213,67	129,13	33,65	31,66	40,64	66,42	1,29	1,81
	manivela	164,67	215,63	235,75	228,40	60,86	160,29	30,50	32,40	61,75	41,12	1,38	0,18
	moente	293,67	316,71	343,80	326,75	67,30	134,13	38,33	53,20	37,00	28,21	0,44	0,64
270	moente	61,80	71,32	352,50	368,00	343,40	327,40	206,29	222,80	138,20	195,00	5,23	3,24
	manivela	87,98	114,00	254,00	257,00	241,86	187,75	137,70	140,33	61,00	137,43	1,88	2,11
	manivela	189,40	157,83	257,43	253,83	161,00	208,67	138,33	144,00	104,42	14,16	1,21	0,74
	moente	317,75	287,60	361,14	355,67	221,14	267,40	196,40	222,50	64,04	16,81	0,30	0,85
300	moente	183,50	197,50	357,75	374,20	363,20	321,50	316,25	301,80	263,50	284,75	0,75	1,81
	manivela	145,33	171,67	258,33	262,00	269,29	198,14	234,29	184,29	139,86	179,71	1,70	1,67
	manivela	226,00	200,50	258,00	259,40	178,86	253,67	196,20	244,40	121,00	75,33	0,67	0,98
	moente	322,80	324,67	373,00	359,40	288,75	340,83	296,83	356,80	81,54	47,59	0,30	0,64
330	moente	128,00	182,00	252,40	259,20	229,33	245,27	292,29	266,00	315,00	283,00	3,72	3,93
	manivela	81,15	169,75	175,83	165,14	170,38	171,00	223,67	173,22	179,00	158,33	0,91	0,71
	manivela	186,00	108,32	172,50	178,63	166,00	167,00	197,33	222,57	93,56	124,13	0,33	1,31
	moente	267,50	208,71	258,00	251,60	264,17	273,40	311,50	356,00	57,07	78,94	0,74	0,37

360	moente	108,50	173,50	91,17	77,97	89,90	81,26	146,33	108,52	260,67	186,00	8,23	7,29
	manivela	48,64	128,78	70,57	61,86	61,46	64,00	147,63	86,36	169,56	91,19	0,67	2,06
	manivela	126,80	36,81	60,10	64,39	60,07	61,03	128,77	182,27	42,89	129,86	2,03	0,79
	moente	131,25	76,53	87,06	96,15	97,35	100,35	220,50	270,50	33,23	86,86	0,83	0,80
390	moente	68,50	128,00	76,81	88,45	82,41	88,38	43,67	56,79	146,33	108,88	3,51	6,28
	manivela	36,53	73,88	53,31	57,68	55,02	51,03	36,30	13,31	99,25	47,39	2,07	3,12
	manivela	63,67	52,51	53,26	53,09	57,22	50,18	46,68	57,66	23,21	73,41	2,43	1,03
	moente	36,50	73,07	78,90	82,18	83,06	91,10	105,71	123,29	16,91	51,31	1,11	1,36
420	moente	84,90	105,14	153,20	204,83	135,70	135,31	97,57	101,23	95,26	46,89	4,90	8,88
	manivela	21,79	16,98	89,85	142,00	96,23	91,77	60,10	27,61	70,00	18,35	4,19	4,68
	manivela	49,89	65,34	130,45	87,16	95,42	94,86	14,50	30,78	12,42	65,77	3,28	2,35
	moente	121,33	136,20	150,43	132,11	146,88	145,43	56,70	43,52	5,99	43,20	1,37	2,02
450	moente	84,55	70,53	203,50	225,43	123,64	131,13	140,86	87,74	17,73	8,87	8,95	7,50
	manivela	43,89	37,89	109,33	154,33	89,12	83,99	97,13	33,10	6,78	5,49	4,88	3,42
	manivela	96,00	60,17	135,50	96,88	87,24	84,42	13,99	81,39	6,29	6,77	2,35	3,47
	moente	182,00	160,86	160,50	123,37	128,67	123,56	18,38	50,64	10,28	8,87	2,01	2,33
480	moente	131,22	80,56	80,66	105,75	48,87	60,30	15,47	77,80	14,38	7,50	6,42	5,50
	manivela	90,30	39,51	35,29	76,59	35,30	36,49	37,06	69,17	4,59	3,73	4,35	1,97
	manivela	89,85	42,96	62,04	14,73	34,63	33,06	68,41	38,90	4,19	5,29	1,09	3,75
	moente	115,83	67,85	22,14	41,21	50,46	48,88	47,35	21,68	7,23	6,93	0,97	2,47
510	moente	116,18	83,47	36,10	23,63	205,17	223,80	149,60	219,80	9,19	4,27	3,97	2,39
	manivela	77,94	24,69	69,20	43,04	146,50	147,11	59,67	144,43	0,97	1,03	3,54	0,78
	manivela	12,75	56,37	87,20	94,26	147,14	145,43	108,17	15,57	2,32	2,27	0,92	2,94
	moente	18,69	25,79	169,57	180,17	218,57	228,00	71,01	19,92	3,65	2,83	0,59	2,02
540	moente	156,14	114,57	100,99	125,71	283,83	302,80	236,33	260,20	45,90	42,30	18,35	56,07
	manivela	118,10	52,04	99,83	119,57	200,89	202,89	112,11	143,38	35,33	34,27	14,89	45,57
	manivela	34,74	101,03	167,75	147,13	199,00	197,00	93,54	11,85	34,52	33,83	38,50	13,83
	moente	59,61	108,00	268,50	246,83	301,86	310,00	31,00	30,89	38,95	55,42	23,70	8,82
570	moente	127,40	128,17	116,75	173,86	255,57	265,40	222,50	203,38	103,57	96,60	72,08	92,59
	manivela	86,31	86,32	83,04	164,20	183,57	179,56	121,57	82,57	69,97	65,36	32,18	66,45
	manivela	86,31	86,50	200,17	112,43	178,00	178,67	31,07	32,24	68,72	61,78	49,88	10,01
	moente	119,00	126,67	273,17	210,57	274,17	278,33	58,43	44,51	95,66	103,71	29,46	8,52
600	moente	147,14	149,60	105,60	177,60	99,25	96,34	86,42	30,73	193,00	179,17	139,67	173,00
	manivela	102,30	102,80	51,67	141,00	73,03	69,87	50,04	80,85	129,00	127,13	62,19	119,25
	manivela	104,00	104,17	133,57	41,15	66,18	68,83	114,17	23,61	127,57	130,00	89,50	23,00
	moente	141,00	147,60	144,83	79,07	103,38	104,57	164,80	115,75	180,40	197,00	51,09	18,13
630	moente	125,57	129,00	67,55	128,25	73,01	90,47	92,58	125,00	227,33	238,50	194,00	203,67
	manivela	87,87	85,94	28,67	92,35	52,10	54,44	70,44	125,80	164,83	155,00	107,50	121,86
	manivela	90,62	83,66	69,73	59,37	55,16	53,02	156,43	103,54	167,80	165,14	86,70	52,55
	moente	119,00	124,67	29,34	73,26	81,49	86,12	218,43	197,80	228,33	243,29	53,68	31,53
660	moente	148,68	148,92	85,63	112,25	156,64	203,43	133,09	184,89	224,78	211,57	195,41	178,04
	manivela	102,90	103,10	25,55	34,75	97,81	143,46	80,93	149,98	151,32	153,07	119,91	94,01
	manivela	103,65	102,05	48,73	71,70	132,10	85,98	167,58	101,13	154,36	157,01	57,96	57,91
	moente	144,57	143,73	121,43	140,38	163,34	143,08	217,47	185,63	218,04	222,65	39,47	48,12
690	moente	127,54	128,21	81,09	69,99	190,46	227,03	133,25	136,76	128,48	124,19	141,38	86,24
	manivela	85,85	87,97	17,93	38,96	121,68	156,52	87,87	86,72	90,09	90,19	110,02	36,18
	manivela	88,50	88,50	99,90	70,38	134,10	97,12	90,14	88,44	94,94	91,64	29,63	84,81
	moente	130,41	122,75	182,65	158,07	162,83	143,08	123,77	132,80	130,95	128,63	14,06	50,05

Anexo 4 - Ciclos resultantes da aplicação de Rainflow e aplicação da relação de Goodman e da regra de Miner para o moente de apoio 1 - MTU

A1	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	1	135,23	8,77	8,04061E+22	1,24369E-23					
	1	136,9	9,9	2,30126E+22	4,34545E-23					
	0,5	135,59	12,76	1,72765E+21	2,89411E-22					
	1	165,215	5,215	1,35825E+25	7,3624E-26					
	0,5	158,515	35,685	4,0059E+16	1,24816E-17					
	1	84,725	0,175	2,76272E+40	3,61962E-41					
	1	123,7	7,52	4,17157E+23	2,39718E-24					
	1	137,27	9,87	2,36832E+22	4,2224E-23					
	0,5	128	66,2	8,70573E+13	5,74334E-15					
	0,5	122,65	60,85	2,13285E+14	2,34428E-15					
	0,5	126	57,5	3,72875E+14	1,34093E-15					
	0,5	112,32	43,82	6,55241E+15	7,63078E-17					
	0,5	140,855	15,285	2,63268E+20	1,89921E-21					
	0,5	137,125	11,555	4,72276E+21	1,0587E-22					
	0,5	138,11	10,57	1,1683E+22	4,27974E-23					
	10,5				9,51734E-15	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	1,05071E+13	2,10143E+13	291864820
							d=0,5	5,25357E+13	1,05071E+14	1459324102
							d=1	1,05071E+14	2,10143E+14	2918648204
B1	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	1	137,15	8,98	6,23505E+22	1,60384E-23					
	1	137,085	10,085	1,90177E+22	5,25826E-23					
	1	137,15	4,35	1,03948E+26	9,62019E-27					
	0,5	138,145	11,475	5,03826E+21	9,92406E-23					
	0,5	144,435	17,765	5,52302E+19	9,05303E-21					
	0,5	116,76	45,44	4,39563E+15	1,13749E-16					
	0,5	134,41	63,09	1,36831E+14	3,65414E-15					
	1	138,96	9,96	2,13527E+22	4,68324E-23					
	0,5	134,015	63,485	1,28683E+14	3,88551E-15					
	0,5	110,065	39,535	1,90509E+16	2,62455E-17					
	0,5	138,905	10,695	1,03065E+22	4,85131E-23					
					7,67966E-15	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	1,30214E+13	2,60428E+13	361705745
							d=0,5	6,5107E+13	1,30214E+14	1808528725
							d=1	1,30214E+14	2,60428E+14	3617057451

Anexo 5 - Ciclos resultantes da aplicação de Rainflow e aplicação da relação de Goodman e da regra de Miner para o moente de apoio 2 - MTU

	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
A1	1	133,72	7,88	2,42716E+23	4,12005E-24					
	1	129,665	6,335	2,32429E+24	4,30239E-25					
	0,5	134,505	17,505	6,83891E+19	7,31111E-21					
	0,5	219,9	102,9	5,26226E+11	9,50161E-13					
	1	109,25	72,75	3,72607E+13	2,6838E-14					
	1	130	11	8,1752E+21	1,22321E-22					
	0,5	170,745	152,055	13342403189	3,74745E-11					
	0,5	81,63	62,94	1,94523E+14	2,57039E-15					
	0,5	137,49	7,08	7,08995E+23	7,05224E-25					
	6,5				3,84541E-11	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	2600504419	5201008839	72236,23387
							d=0,5	13002522097	26005044194	361181,1694
							d=1	26005044194	52010088388	722362,3387
B1	1	124,7	7,16	6,84925E+23	1,46001E-24					
	1	127,81	6,41	2,08465E+24	4,79697E-25					
	0,5	125,78	12,78	1,80838E+21	2,76491E-22					
	1	302,155	14,555	1,48201E+20	6,74757E-21					
	0,5	218,835	105,835	3,97406E+11	1,25816E-12					
	1	116,965	43,895	6,25511E+15	1,59869E-16					
	1	134,2	9,53	3,45684E+22	2,89281E-23					
	0,5	175,23	149,44	15479889861	3,23E-11					
	0,5	86,695	60,905	2,64009E+14	1,89388E-15					
	0,5	135,175	12,425	2,27433E+21	2,19845E-22					
					3,35602E-11	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	2979721500	5959443000	82770,04167
							d=0,5	14898607501	29797215001	413850,2084
							d=1	29797215001	59594430003	827700,4167
A2	0,5	113,735	12,615	2,22709E+21	2,24508E-22					
	1	123,44	8,56	1,1097E+23	9,01147E-24					
	1	124,33	14,5	5,01136E+20	1,99546E-21					
	0,5	229,435	128,315	51563501185	9,69678E-12					
	1	140,155	63,345	1,26618E+14	7,89775E-15					
	0,5	196,925	160,825	6339321306	7,88728E-11					
	0,5	76,425	40,325	1,91335E+16	2,61322E-17					
	0,5	92,15	24,6	2,73496E+18	1,82818E-19					
	0,5	76,59	9,04	8,47806E+22	5,89758E-24					
	0,5	83,36	2,27	1,12998E+29	4,42486E-30					
					8,85775E-11	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	1128954843	2257909687	31359,85676
							d=0,5	5644774217	11289548434	156799,2838
							d=1	11289548434	22579096869	313598,5676
B2	1	130,86	5,36	1,27624E+25	7,83553E-26					
	0,5	227,055	147,145	12899645549	3,87608E-11					
	1	151,7	73,73	2,48784E+13	4,01956E-14					
	0,5	198,915	175,285	2592138700	1,92891E-10					
	0,5	100,615	76,985	2,2027E+13	2,26995E-14					
	0,5	123,795	53,805	7,46118E+14	6,70136E-16					
					2,31715E-10	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	431564203,8	863128407,6	11987,89455
							d=0,5	2157821019	4315642038	59939,47275
							d=1	4315642038	8631284076	119878,9455

Anexo 6 - Ciclos resultantes da aplicação de Rainflow e aplicação da relação de Goodman e da regra de Miner para o moente de apoio 3 - MTU

A2	n	σm	σa	Nf	n/N					
	0,5	69,085	45,995	5,20405E+15	9,60791E-17					
	1	123,035	6,635	1,50896E+24	6,62707E-25					
	1	119,7	40,8	1,29971E+16	7,69405E-17					
	0,5	198,045	174,955	2657753200	1,88129E-10					
	0,5	197,57	175,43	2593078920	1,92821E-10					
	0,5	147,655	125,515	1,10178E+11	4,53811E-12					
	0,5	151,255	121,915	1,45046E+11	3,44718E-12					
	0,5	105,995	76,655	2,22637E+13	2,24581E-14					
					3,88958E-10	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	257097351,2	514194702,4	7141,59309
							d=0,5	1285486756	2570973512	35707,96545
							d=1	2570973512	5141947024	71415,9309
B2	n	σm	σa	Nf	n/N					
	0,5	45,965	21,755	1,27304E+19	3,92762E-20					
	1	131,375	8,375	1,32037E+23	7,57363E-24					
	1	107,145	24,965	2,14431E+18	4,66351E-19					
	0,5	191,805	167,595	4298406860	1,16322E-10					
	0,5	200,305	159,095	6926020460	7,21915E-11					
	0,5	144,02	102,81	8,69203E+11	5,75239E-13					
	0,5	160,045	86,785	4,44628E+12	1,12454E-13					
	0,5	115,665	42,405	8,97978E+15	5,56807E-17					
					1,89201E-10	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	528537192	1057074384	14681,58867
							d=0,5	2642685960	5285371920	73407,94334
							d=1	5285371920	10570743841	146815,8867
A3	n	σm	σa	Nf	n/N					
	0,5	59,07	20,04	2,72704E+19	1,83349E-20					
	1	87,535	22,965	5,6881E+18	1,75806E-19					
	1	109,055	26,645	1,08803E+18	9,19092E-19					
	0,5	201,115	162,085	5693837942	8,78142E-11					
	0,5	206,035	157,165	7557127665	6,61627E-11					
	0,5	166,35	117,48	1,92428E+11	2,59837E-12					
	0,5	178,42	105,41	5,39928E+11	9,2605E-13					
	0,5	131,735	58,725	2,89873E+14	1,72489E-15					
					1,57503E-10	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	634908196,2	1269816392	17636,33878
							d=0,5	3174540981	6349081962	88181,69392
							d=1	6349081962	12698163925	176363,3878
B3										
	0,5	72,69	47,58	3,59949E+15	1,38909E-16					
	1	146,75	21,75	6,85744E+18	1,45827E-19					
	1	108,285	27,025	9,45733E+17	1,05738E-18					
	0,5	176,255	151,145	13691754624	3,65183E-11					
	0,5	193,85	133,55	43339826218	1,15367E-11					
	0,5	181,55	121,25	1,26243E+11	3,96063E-12					
	0,5	196,635	106,165	4,4571E+11	1,1218E-12					
	0,5	158,75	68,28	5,21948E+13	9,57949E-15					
					5,31472E-11	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	1881566161	3763132323	52265,7267
							d=0,5	9407830807	18815661614	261328,6335
							d=1	18815661614	37631323227	522657,267

Anexo 7 - Ciclos resultantes da aplicação de Rainflow e aplicação da relação de Goodman e da regra de Miner para o moente de apoio 5 - MTU

	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
A4	1	111,665	31,535	1,9081E+17	5,24081E-18					
	0,5	164,325	113,505	2,77286E+11	1,80319E-12					
	0,5	158,08	119,75	1,66814E+11	2,99735E-12					
	0,5	174,915	136,585	38948179975	1,28376E-11					
	1	51,005	20,005	2,91417E+19	3,43151E-20					
	0,5	164,94	146,56	20187253584	2,47681E-11					
	0,5	118,405	100,025	1,35267E+12	3,6964E-13					
	0,5	171,1	47,33	2,05213E+15	2,43649E-16					
					4,27761E-11	Total			rotações	tempo
							d=0,1	2337753880	4675507760	64937,60778
B4	1	119,24	27,76	6,71229E+17	1,4898E-18					
	0,5	174,905	120,265	1,43272E+11	3,48985E-12					
	0,5	174,185	120,985	1,3541E+11	3,69249E-12					
	0,5	205	151,8	10857051799	4,6053E-11					
	1	47,08	3,56	1,40636E+27	7,11055E-28					
	0,5	188,36	168,44	4175595943	1,19743E-10					
	0,5	108,86	88,94	4,77658E+12	1,04677E-13					
	0,5	165,3	32,5	9,98587E+16	5,00708E-18					
					1,73083E-10	Total			rotações	tempo
							d=0,1	577756052,3	1155512105	16048,77923
A5	0,5	182,445	131,305	55531727507	9,00386E-12					
	1	97,29	47,51	3,14356E+15	3,1811E-16					
	0,5	161,25	152,5	13764355828	3,63257E-11					
	0,5	161,875	153,125	13147248723	3,80308E-11					
	0,5	162,095	152,905	13323345270	3,75281E-11					
	0,5	118,26	109,07	5,58169E+11	8,95785E-13					
	0,5	177,905	49,425	1,26058E+15	3,96641E-16					
					1,21785E-10	Total			rotações	tempo
							d=0,1	821119488,8	1642238978	22808,87469
							d=0,5	4105597444	8211194888	114044,3734
B5	1	84,775	19,975	2,41192E+19	4,14607E-20					
	1	169,08	110,72	3,46797E+11	2,88353E-12					
	0,5	167,565	117,185	1,95907E+11	2,55223E-12					
	0,5	144,51	140,24	36113011794	1,38454E-11					
	0,5	121,385	117,115	2,64203E+11	1,89248E-12					
	0,5	181,345	57,155	2,78581E+14	1,79481E-15					
					2,11755E-11	Total			rotações	tempo
							d=0,1	4722445929	9444891858	131179,0536
							d=0,5	23612229645	47224459289	655895,2679
							d=1	47224459289	94448918578	1311790,536

Anexo 8 - Ciclos resultantes da aplicação de Rainflow e aplicação da relação de Goodman e da regra de Miner para o moente de apoio 6 - MTU

A5	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	180,45	136,55	37675350130	1,32713E-11					
	1	47,935	33,605	1,46831E+17	6,81055E-18					
	1	8,135	2,145	3,16352E+29	3,16104E-30					
	0,5	160,325	156,675	10501957876	4,76102E-11					
	0,5	115,99	112,34	4,18412E+11	1,19499E-12					
	0,5	223,185	5,145	1,06721E+25	4,68511E-26					
					6,20764E-11	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	1610916930	3221833860	44747,6925
							d=0,5	8054584650	16109169299	223738,4625
							d=1	16109169299	32218338598	447476,925
B5	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	205,505	151,895	10751898912	4,65034E-11					
	1	49,665	10,465	2,22967E+22	4,48496E-23					
	1	51,835	35,025	9,39063E+16	1,06489E-17					
	0,5	180,115	177,285	2609197251	1,9163E-10					
	0,5	123,06	120,23	1,99848E+11	2,5019E-12					
	0,5	185,96	57,33	2,62018E+14	1,90826E-15					
					2,40637E-10	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	415563595,3	831127190,5	11543,4332
							d=0,5	2077817976	4155635953	57717,16601
							d=1	4155635953	8311271905	115434,332
A6	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	163,715	149,285	16850137496	2,96733E-11					
	1	5,17	0,06	2,54753E+45	3,92537E-46					
	1	5,87	2,36	1,20589E+29	8,29264E-30					
	1	6,46	2,49	6,94152E+28	1,44061E-29					
	0,5	156,875	156,125	11129889606	4,49241E-11					
	0,5	98,08	97,33	2,0294E+12	2,46378E-13					
	0,5	168,395	27,015	6,49265E+17	7,70102E-19					
					7,48438E-11	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	1336115966	2672231932	37114,33239
							d=0,5	6680579830	13361159661	185571,662
							d=1	13361159661	26722319321	371143,3239
B6	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	176,59	111,41	3,10027E+11	1,61276E-12					
	1	6,785	0,505	8,56702E+35	1,16727E-36					
	1	5,635	3,245	4,63786E+27	2,15617E-28					
	0,5	144,905	143,095	29308210962	1,70601E-11					
	0,5	102,74	100,93	1,35963E+12	3,67746E-13					
	0,5	144,955	58,715	2,67105E+14	1,87193E-15					
					1,90424E-11	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	5251425506	10502851013	145872,9307
							d=0,5	26257127532	52514255064	729364,6537
							d=1	52514255064	1,05029E+11	1458729,307

Anexo 9 - Ciclos resultantes da aplicação de Rainflow e aplicação da relação de Goodman e da regra de Miner para o moente de apoio 7 - MTU

A6	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	59,175	18,445	6,36924E+19	7,85023E-21					
	1	1,3	0,71	2,70537E+34	3,69635E-35					
	0,5	38,96	38,66	3,69131E+16	1,35453E-17					
	0,5	26,99	26,69	1,75808E+18	2,84401E-19					
	0,5	33,87	19,81	3,56825E+19	1,40125E-20					
					1,38516E-17	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	7,21938E+15	1,44388E+16	2,00538E+11
							d=0,5	3,60969E+16	7,21938E+16	1,00269E+12
							d=1	7,21938E+16	1,44388E+17	2,00538E+12
B6	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	23,225	4,375	1,96467E+26	2,54495E-27					
	0,5	49,74	30,89	3,4403E+17	1,45336E-18					
	1	0,67	0,18	3,41966E+40	2,92426E-41					
	1	2,245	0,225	3,4521E+39	2,89679E-40					
	1	8,67	0,15	2,10938E+41	4,74074E-42					
	0,5	40,5	40,13	2,49636E+16	2,00291E-17					
	0,5	25,21	24,84	3,70614E+18	1,34911E-19					
					2,16174E-17	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	4,6259E+15	9,2518E+15	1,28497E+11
							d=0,5	2,31295E+16	4,6259E+16	6,42486E+11
							d=1	4,6259E+16	9,2518E+16	1,28497E+12

Anexo 10 - Ciclos resultantes da aplicação de Rainflow e aplicação da relação de Goodman e da regra de Miner para o moente de manivela 1 - MTU

	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
A1	1	89,925	4,765	5,48817E+25	1,8221E-26					
	0,5	90,6	8,41	1,63009E+23	3,06731E-24					
	1	94,465	7,115	8,81462E+23	1,13448E-24					
	1	136,71	3,96	2,72626E+26	3,66803E-27					
	1	116,655	28,675	4,89465E+17	2,04305E-18					
	0,5	132,24	50,05	1,48374E+15	3,36986E-16					
	1	84,12	6,18	3,97219E+24	2,5175E-25					
	1	95,085	7,215	7,61212E+23	1,31369E-24					
	1	94,605	8,295	1,83116E+23	5,46102E-24					
	0,5	102,04	80,25	1,42723E+13	3,50328E-14					
	0,5	69,945	48,155	3,23651E+15	1,54487E-16					
	0,5	101,975	16,125	1,94175E+20	2,57499E-21					
					3,55263E-14	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
B1	1	88,265	3,385	1,83591E+27	5,44689E-28					
	1	91,585	7,155	8,47173E+23	1,1804E-24					
	0,5	93,055	8,875	9,25629E+22	5,40173E-24					
	1	115,5	1,5	6,43626E+30	1,5537E-31					
	0,5	127,925	43,745	6,04872E+15	8,26621E-17					
	1	32,1	7,41	8,47651E+23	1,17973E-24					
	1	94,37	8,43	1,5545E+23	6,43292E-24					
	0,5	94,325	77,345	2,183E+13	2,29042E-14					
	0,5	60,04	43,06	1,07942E+16	4,63211E-17					
	0,5	95,535	7,565	4,67448E+23	1,06964E-24					
					2,30332E-14	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	4,34156E+12	8,68312E+12	120598825
							d=0,5	2,17078E+13	4,34156E+13	602994124,9
							d=1	4,34156E+13	8,68312E+13	1205988250
A1	1	89,35	3,9	4,27979E+26	2,33656E-27					
	1	90,4	7,2	8,00318E+23	1,2495E-24					
	0,5	92,055	9,465	4,81951E+22	1,03745E-23					
	0,5	154,295	71,705	3,25409E+13	1,53653E-14					
	1	72,945	23,055	5,97361E+18	1,67403E-19					
	1	97,135	6,515	2,13636E+24	4,68085E-25					
	0,5	119,375	106,625	6,99074E+11	7,15232E-13					
	0,5	58,375	45,625	6,03037E+15	8,29137E-17					
	0,5	96,25	7,75	3,63432E+23	1,37577E-24					
					7,3068E-13	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	1,36859E+11	2,73717E+11	3801631,829
							d=0,5	6,84294E+11	1,36859E+12	19008159,14
							d=1	1,36859E+12	2,73717E+12	38016318,29
B1	1	88,89	4,42	1,192E+26	8,38929E-27					
	1	91,575	6,455	2,4303E+24	4,11473E-25					
	0,5	89,835	9,465	4,88565E+22	1,0234E-23					
	1	179,165	21,335	6,78357E+18	1,47415E-19					
	0,5	148	67,63	6,16491E+13	8,11042E-15					
	1	54,15	11,19	1,09345E+22	9,14537E-23					
	1	93,765	7,265	7,15046E+23	1,39851E-24					
	0,5	126,22	89,41	4,06114E+12	1,23118E-13					
	0,5	70,49	33,68	1,25282E+17	3,991E-18					
	0,5	93,915	10,255	2,09745E+22	2,38385E-23					
	0,5	92,855	9,195	6,44935E+22	7,75272E-24					
	0,5	95,275	6,775	1,44778E+24	3,45358E-25					
					1,31233E-13	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	7,62005E+11	1,52401E+12	21166800,34
							d=0,5	3,81002E+12	7,62005E+12	105834001,7
							d=1	7,62005E+12	1,52401E+13	211668003,4

Anexo 11- Ciclos resultantes da aplicação de Rainflow e aplicação da relação de Goodman e da regra de Miner para o moente de manivela 2 - MTU

A2	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	87,095	7,415	6,04323E+23	8,27373E-25					
	0,5	96,425	16,745	1,3657E+20	3,66113E-21					
	1	89,67	5,02	3,2238E+25	3,10193E-26					
	0,5	95,475	17,695	7,80908E+19	6,40281E-21					
	0,5	168,055	90,275	2,82097E+12	1,77244E-13					
	1	121,82	68,51	6,37031E+13	1,56978E-14					
	1	67,56	32,27	1,97562E+17	5,06171E-18					
	0,5	138,13	120,2	1,82241E+11	2,74362E-12					
					2,93657E-12	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
B2							d=0,1	34053331637	68106663274	945925,8788
							d=0,5	1,70267E+11	3,40533E+11	4729629,394
							d=1	3,40533E+11	6,81067E+11	9459258,788
	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	45,995	17,335	1,30117E+20	3,84268E-21					
	1	90,2	4,1	2,55183E+26	3,91875E-27					
	1	106,005	48,325	2,5028E+15	3,99552E-16					
	1	103,62	60,58	2,5128E+14	3,97963E-15					
	0,5	145,33	116,67	2,36235E+11	2,11654E-12					
	0,5	148,375	113,625	3,03738E+11	1,64615E-12					
A2	0,5	36,505	1,755	2,08703E+30	2,39575E-31					
					3,76707E-12	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	26545806907	53091613815	737383,5252
							d=0,5	1,32729E+11	2,65458E+11	3686917,626
							d=1	2,65458E+11	5,30916E+11	7373835,252
	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	58,79	36,55	5,8222E+16	8,58781E-18					
	1	92,135	5,095	2,72819E+25	3,66543E-26					
	1	98,77	36,73	4,33921E+16	2,30457E-17					
	1	126,715	73,455	3,02721E+13	3,30337E-14					
B2	0,5	140,12	117,88	2,19694E+11	2,2759E-12					
	0,5	153,365	104,635	6,84059E+11	7,30931E-13					
	0,5	74,315	25,585	2,04067E+18	2,45018E-19					
					3,03989E-12	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	32895882360	65791764720	913774,51
							d=0,5	1,64479E+11	3,28959E+11	4568872,55
							d=1	3,28959E+11	6,57918E+11	9137745,1
	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	1	86,365	6,965	1,15216E+24	8,67937E-25					
	1	92,58	5,44	1,39137E+25	7,18718E-26					
A2	1	74,985	21,895	1,00076E+19	9,99237E-20					
	0,5	153,985	105,415	6,31484E+11	7,91786E-13					
	0,5	137,065	122,335	1,53216E+11	3,26336E-12					
	0,5	80,93	66,2	1,16507E+14	4,29159E-15					
	0,5	94,14	52,99	1,04857E+15	4,76841E-16					
	0,5	56,425	15,275	4,46202E+20	1,12057E-21					
	0,5	71,04	0,66	3,7737E+34	1,32496E-35					
					4,05992E-12	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	24631033187	49262066374	684195,3663
							d=0,5	1,23155E+11	2,4631E+11	3420976,832
							d=1	2,4631E+11	4,92621E+11	6841953,663

Anexo 12- Ciclos resultantes da aplicação de Rainflow e aplicação da relação de Goodman e da regra de Miner para o moente de manivela 3 - MTU

A3	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N				
	1	69,25	24,22	3,68845E+18	2,71117E-19				
	1	75,625	20,605	1,85598E+19	5,388E-20				
	0,5	154,955	114,335	2,73275E+11	1,82966E-12				
	0,5	152,545	116,745	2,24158E+11	2,23057E-12				
	0,5	118,345	82,545	9,66428E+12	5,17369E-14				
	0,5	126,495	74,395	2,66145E+13	1,87868E-14				
	0,5	86,89	34,79	8,13463E+16	6,14656E-18				
				4,13075E-12	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
						d=0,1	24208669683	48417339367	672463,0468
B3	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N				
	0,5	61,735	26,955	1,29119E+18	3,8724E-19				
	1	84,265	7,335	6,87085E+23	1,45542E-24				
	1	114,72	47,03	3,13083E+15	3,19404E-16				
	1	71,425	20,345	2,16822E+19	4,61207E-20				
	1	117,315	80,825	1,2066E+13	8,28773E-14				
	0,5	118,835	84,055	8,00313E+12	6,24756E-14				
	0,5	128,665	74,225	2,68764E+13	1,86037E-14				
	0,5	105,48	51,04	1,43503E+15	3,48424E-16				
				1,64625E-13	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
A3	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N				
	0,5	124,7	66,8	8,1038E+13	6,16995E-15				
	1	76,32	19,1	4,01683E+19	2,48953E-20				
	1	108,13	70,73	5,00543E+13	1,99783E-14				
	0,5	113,065	78,435	1,68458E+13	2,9681E-14				
	0,5	116,815	82,185	1,02034E+13	4,90033E-14				
	0,5	127,08	71,92	3,74907E+13	1,33366E-14				
	0,5	94,63	39,47	2,13143E+16	2,34585E-17				
				1,18193E-13	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
						d=0,1	8,46076E+11	1,69215E+12	23502114,38
B3	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N				
	0,5	88,16	51,51	1,45366E+15	3,43959E-16				
	1	46,755	16,045	2,85831E+20	3,49857E-21				
	0,5	81,87	57,8	4,64552E+14	1,07631E-15				
	1	72,52	22,34	8,26796E+18	1,20949E-19				
	0,5	138,87	114,8	2,90362E+11	1,72199E-12				
	0,5	143,365	110,305	4,24749E+11	1,17717E-12				
	0,5	115,03	81,97	1,05979E+13	4,71791E-14				
	0,5	125,01	71,99	3,76043E+13	1,32963E-14				
	0,5	75,07	22,05	9,30571E+18	5,37305E-20				
A3	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N				
	0,5	88,16	51,51	1,45366E+15	3,43959E-16				
	1	46,755	16,045	2,85831E+20	3,49857E-21				
	0,5	81,87	57,8	4,64552E+14	1,07631E-15				
	1	72,52	22,34	8,26796E+18	1,20949E-19				
	0,5	138,87	114,8	2,90362E+11	1,72199E-12				
	0,5	143,365	110,305	4,24749E+11	1,17717E-12				
	0,5	115,03	81,97	1,05979E+13	4,71791E-14				
	0,5	125,01	71,99	3,76043E+13	1,32963E-14				
	0,5	75,07	22,05	9,30571E+18	5,37305E-20				
B3	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N				
	0,5	88,16	51,51	1,45366E+15	3,43959E-16				
	1	46,755	16,045	2,85831E+20	3,49857E-21				
	0,5	81,87	57,8	4,64552E+14	1,07631E-15				
	1	72,52	22,34	8,26796E+18	1,20949E-19				
	0,5	138,87	114,8	2,90362E+11	1,72199E-12				
	0,5	143,365	110,305	4,24749E+11	1,17717E-12				
	0,5	115,03	81,97	1,05979E+13	4,71791E-14				
	0,5	125,01	71,99	3,76043E+13	1,32963E-14				
	0,5	75,07	22,05	9,30571E+18	5,37305E-20				
A3	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N				
	0,5	88,16	51,51	1,45366E+15	3,43959E-16				
	1	46,755	16,045	2,85831E+20	3,49857E-21				
	0,5	81,87	57,8	4,64552E+14	1,07631E-15				
	1	72,52	22,34	8,26796E+18	1,20949E-19				
	0,5	138,87	114,8	2,90362E+11	1,72199E-12				
	0,5	143,365	110,305	4,24749E+11	1,17717E-12				
	0,5	115,03	81,97	1,05979E+13	4,71791E-14				
	0,5	125,01	71,99	3,76043E+13	1,32963E-14				
	0,5	75,07	22,05	9,30571E+18	5,37305E-20				
B3	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N				
	0,5	88,16	51,51	1,45366E+15	3,43959E-16				
	1	46,755	16,045	2,85831E+20	3,49857E-21				
	0,5	81,87	57,8	4,64552E+14	1,07631E-15				
	1	72,52	22,34	8,26796E+18	1,20949E-19				
	0,5	138,87	114,8	2,90362E+11	1,72199E-12				
	0,5	143,365	110,305	4,24749E+11	1,17717E-12				
	0,5	115,03	81,97	1,05979E+13	4,71791E-14				
	0,5	125,01	71,99	3,76043E+13	1,32963E-14				
	0,5	75,07	22,05	9,30571E+18	5,37305E-20				
A3	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N				
	0,5	88,16	51,51	1,45366E+15	3,43959E-16				
	1	46,755	16,045	2,85831E+20	3,49857E-21				
	0,5	81,87	57,8	4,64552E+14	1,07631E-15				
	1	72,52	22,34	8,26796E+18	1,20949E-19				
	0,5	138,87	114,8	2,90362E+11	1,72199E-12				
	0,5	143,365	110,305	4,24749E+11	1,17717E-12				
	0,5	115,03	81,97	1,05979E+13	4,71791E-14				
	0,5	125,01	71,99	3,76043E+13	1,32963E-14				
	0,5	75,07	22,05	9,30571E+18	5,37305E-20				
B3	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N				
	0,5	88,16	51,51	1,45366E+15	3,43959E-16				
	1	46,755	16,045	2,85831E+20	3,49857E-21				
	0,5	81,87	57,8	4,64552E+14	1,07631E-15				
	1	72,52	22,34	8,26796E+18	1,20949E-19				
	0,5	138,87	114,8	2,90362E+11	1,72199E-12				
	0,5	143,365	110,305	4,24749E+11	1,17717E-12				
	0,5	115,03	81,97	1,05979E+13	4,71791E-14				
	0,5	125,01	71,99	3,76043E+13	1,32963E-14				
	0,5	75,07	22,05	9,30571E+18	5,37305E-20				
A3	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N				
	0,5	88,16	51,51	1,45366E+15	3,43959E-16				
	1	46,755	16,045	2,85831E+20	3,49857E-21				
	0,5	81,87	57,8	4,64552E+14	1,07631E-15				
	1	72,52	22,34	8,26796E+18	1,20949E-19				
	0,5	138,87	114,8	2,90362E+11	1,72199E-12				
	0,5	143,365	110,305	4,24749E+11	1,17717E-12				
	0,5	115,03	81,97	1,05979E+13	4,71791E-14				
	0,5	125,01	71,99	3,76043E+13	1,32963E-14				
	0,5	75,07	22,05	9,30571E+18	5,37305E-20				
B3	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N				
	0,5	88,16	51,51	1,45366E+15	3,43959E-16				
	1	46,755	16,045	2,85831E+20	3,49857E-21				
	0,5	81,87	57,8	4,64552E+14	1,07631E-15				
	1	72,52	22,34	8,26796E+18	1,20949E-19				
	0,5	138,87	114,8	2,90362E+11	1,72199E-12				
	0,5	143,365	110,305	4,24749E+11	1,17717E-12				
	0,5	115,03	81,97	1,05979E+13	4,71791E-14				
	0,5	125,01	71,99	3,76043E+13	1,32963E-14				
	0,5	75,07	22,05	9,30571E+18	5,37305E-20				
A3	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N				
	0,5	88,16	51,51	1,45366E+15	3,43959E-16				
	1	46,755	16,045	2,85831E+20	3,49857E-21				
	0,5	81,87	57,8	4,64552E+14	1,07631E-15				
	1	72,52	22,34	8,26796E+18	1,20949E-19				
	0,5	138,87	114,8	2,90362E+11	1,72199E-12				
	0,5	143,365	110,305	4,24749E+11	1,17717E-12				
	0,5	115,03	81,97	1,05979E+13	4,71791E-14				
	0,5	125,01	71,99	3,76043E+13	1,32963E-14				
	0,5	75,07	22,05	9,30571E+18	5,37305E-20				
B3	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N				
	0,5	88,16	51,51	1,45366E+15	3,43959E-16				
	1	46,755	16,045	2,85831E+20	3,49857E-21				
	0,5	81,87	57,8	4,64552E+14	1,07631E-15				
	1	72,52	22,34	8,26796E+18	1,20949E-19				
	0,5	138,87	114,8	2,90362E+11	1,72199E-12				
	0,5	143,365	110,305	4,24749E+11	1,17717E-12				
	0,5	115,03	81,97	1,05979E+13	4,71791E-14				

Anexo 13 - Ciclos resultantes da aplicação de Rainflow e aplicação da relação de Goodman e da regra de Miner para o moente de manivela 4 - MTU

	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
A4	1	73,61	15,58	3,28493E+20	3,04421E-21					
	0,5	116,675	82,825	9,43283E+12	5,30064E-14					
	0,5	116,575	82,925	9,32286E+12	5,36316E-14					
	1	67,095	30,035	4,13026E+17	2,42116E-18					
	0,5	133,97	100,32	1,19042E+12	4,2002E-13					
	0,5	135,295	98,995	1,35261E+12	3,69655E-13					
	0,5	78,935	42,635	1,06547E+16	4,69278E-17					
	0,5	85,805	35,765	6,17105E+16	8,10235E-18					
	0,5	68,955	18,915	4,64059E+19	1,07745E-20					
					8,9637E-13	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	1,11561E+11	2,23122E+11	3098918,291
							d=0,5	5,57805E+11	1,11561E+12	15494591,45
							d=1	1,11561E+12	2,23122E+12	30989182,91
B4	1	77,665	21,485	1,19475E+19	8,36997E-20					
	0,5	117,95	83,55	8,55946E+12	5,84149E-14					
	1	107,975	76,315	2,30158E+13	4,34484E-14					
	1	112,49	31,64	1,83483E+17	5,45008E-18					
	0,5	107,405	94,095	2,70759E+12	1,84666E-13					
	0,5	81,645	68,335	8,38222E+13	5,96501E-15					
	0,5	118,35	31,63	1,77478E+17	2,81726E-18					
					2,92503E-13	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	3,41877E+11	6,83754E+11	9496587,906
							d=0,5	1,70939E+12	3,41877E+12	47482939,53
							d=1	3,41877E+12	6,83754E+12	94965879,06
A4	1	81,235	20,435	1,95232E+19	5,1221E-20					
	0,5	119,24	83,76	8,27541E+12	6,04199E-14					
	1	113,915	83,415	8,92396E+12	1,12058E-13					
	1	69,62	38,55	3,16117E+16	3,16338E-17					
	0,5	108,495	94,505	2,57229E+12	1,9438E-13					
	0,5	90,785	76,795	2,40008E+13	2,08326E-14					
	0,5	128,86	38,72	2,09662E+16	2,38479E-17					
					3,87745E-13	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	2,57901E+11	5,15802E+11	7163920,315
							d=0,5	1,28951E+12	2,57901E+12	35819601,57
							d=1	2,57901E+12	5,15802E+12	71639203,15
B4	1	81,675	21,325	1,25859E+19	7,94543E-20					
	0,5	120,005	83,995	8,00313E+12	6,24755E-14					
	0,5	118,2	85,8	6,51094E+12	7,67939E-14					
	0,5	138,4	106	6,58785E+11	7,58973E-13					
	1	56,085	25,305	2,55012E+18	3,92139E-19					
	1	27,925	4,315	2,20098E+26	4,54344E-27					
	0,5	128,125	116,275	2,72641E+11	1,83391E-12					
	0,5	57,695	45,845	5,7642E+15	8,67423E-17					
	0,5	95,99	7,55	4,75707E+23	1,05107E-24					
					2,73224E-12	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	36600004467	73200008934	1016666,791
							d=0,5	1,83E+11	3,66E+11	5083333,954
							d=1	3,66E+11	7,32E+11	10166667,91

Anexo 14- Ciclos resultantes da aplicação de Rainflow e aplicação da relação de Goodman e da regra de Miner para o moente de manivela 5 - MTU

A5	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	136,285	100,465	1,15595E+12	4,32545E-13					
	1	73,905	33,265	1,39314E+17	7,17801E-18					
	1	100,515	78,485	1,80902E+13	5,52784E-14					
	0,5	121,765	114,985	3,1805E+11	1,57208E-12					
					2,05991E-12	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	48545850255	97091700510	1348495,84
							d=0,5	2,42729E+11	4,85459E+11	6742479,202
							d=1	4,85459E+11	9,70917E+11	13484958,4
B5	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	139,1	54,7	5,7233E+14	8,73622E-16					
	1	40,435	5,235	2,82642E+25	3,53804E-26					
	1	98,87	80,84	1,35031E+13	7,40568E-14					
	0,5	97,415	96,385	2,25174E+12	2,22051E-13					
	0,5	78,015	76,985	2,53023E+13	1,97611E-14					
	0,5	122,595	32,405	1,34902E+17	3,70641E-18					
					3,16746E-13	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	3,15711E+11	6,31421E+11	8769738,927
							d=0,5	1,57855E+12	3,15711E+12	43848694,63
							d=1	3,15711E+12	6,31421E+12	87697389,27
A5	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	123,13	91,37	3,31639E+12	1,50767E-13					
	1	65,965	55,035	8,45116E+14	1,18327E-15					
	0,5	108,41	106,09	7,88006E+11	6,34513E-13					
	0,5	85,06	82,74	1,15882E+13	4,31475E-14					
	0,5	131,37	36,43	3,85177E+16	1,29811E-17					
					8,29623E-13	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	1,20537E+11	2,41073E+11	3348240,163
							d=0,5	6,02683E+11	1,20537E+12	16741200,81
							d=1	1,20537E+12	2,41073E+12	33482401,63
B5	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	140,52	107,48	5,64009E+11	8,86511E-13					
	1	52,795	32,945	1,74718E+17	5,7235E-18					
	1	72,01	57,85	4,88948E+14	2,04521E-15					
	0,5	125,135	122,865	1,5801E+11	3,16436E-12					
	0,5	83,705	81,435	1,37494E+13	3,63653E-14					
	0,5	128,39	36,75	3,58856E+16	1,39332E-17					
					4,0893E-12	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	24454068001	48908136002	679279,6667
							d=0,5	1,2227E+11	2,44541E+11	3396398,333
							d=1	2,44541E+11	4,89081E+11	6792796,667

Anexo 15- Ciclos resultantes da aplicação de Rainflow e aplicação da relação de Goodman e da regra de Miner para o moente de manivela 6 - MTU

A6	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	117,82	76,68	2,06165E+13	2,42524E-14					
	1	1,275	0,605	1,39214E+35	7,18319E-36					
	1	4,21	0,67	4,81528E+34	2,07672E-35					
	0,5	97,565	96,935	2,12238E+12	2,35585E-13					
	0,5	60,27	59,64	3,84282E+14	1,30113E-15					
	0,5	114,965	4,945	3,21639E+25	1,55454E-26					
					2,61138E-13	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	3,82939E+11	7,65878E+11	10637199,74
							d=0,5	1,9147E+12	3,82939E+12	53185998,71
							d=1	3,82939E+12	7,65878E+12	106371997,4
B6	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	124,58	54,92	6,0186E+14	8,30758E-16					
	1	1,765	0,345	4,35744E+37	2,29493E-38					
	1	2,73	1,95	8,66065E+29	1,15465E-30					
	0,5	90,105	89,395	5,08982E+12	9,82353E-14					
	0,5	61,285	60,575	3,2572E+14	1,53506E-15					
	0,5	79,02	42,84	1,01389E+16	4,93149E-17					
					1,0065E-13	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	9,93538E+11	1,98708E+12	27598281,64
							d=0,5	4,96769E+12	9,93538E+12	137991408,2
							d=1	9,93538E+12	1,98708E+13	275982816,4
A6	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	95,59	28,91	5,13012E+17	9,74637E-19					
	1	17,525	2,905	1,34294E+28	7,44637E-29					
	1	1,33	0,05	1,68384E+46	5,93881E-47					
	1	2,1	1,18	1,48603E+32	6,72933E-33					
	0,5	62,415	62,085	2,51439E+14	1,98855E-15					
	0,5	44,915	44,585	8,27765E+15	6,04036E-17					
	0,5	59,565	29,935	4,47253E+17	1,11794E-18					
					2,05105E-15	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	4,87555E+13	9,7511E+13	1354319226
B6	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	24,455	15,715	4,03683E+20	1,2386E-21					
	0,5	71,585	62,845	2,10011E+14	2,38082E-15					
	1	1,05	0,26	7,9144E+38	1,26352E-39					
	1	3,345	0,405	8,36523E+36	1,19542E-37					
	1	11,92	1,91	1,01472E+30	9,85491E-31					
	0,5	67,305	67,125	1,09809E+14	4,55336E-15					
	0,5	42,495	42,315	1,43374E+16	3,48739E-17					
					6,96906E-15	Total	dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	1,43491E+13	2,86983E+13	398587171,3
							d=0,5	7,17457E+13	1,43491E+14	1992935857
							d=1	1,43491E+14	2,86983E+14	3985871713

Anexo 16 – Valores de tensão Von Mises - Pielstick

		A1	B1	A2	B2	A3	B3	A4	B4	A5	B5	A6	B6
0	moente	78,20	78,50	76,90	73,30	70,50	70,00	93,80	75,10	173,00	138,00	55,60	75,30
	manivela	54,20	57,70	56,50	54,10	49,90	49,90	101,00	70,70	103,00	53,50	73,20	76,60
	manivela	57,70	57,60	51,30	53,10	52,10	52,70	84,10	113,00	37,60	82,80	72,50	71,50
	moente	76,40	75,20	69,40	70,20	72,90	69,00	153,00	170,00	21,70	69,10	68,90	63,20
22,5	moente	73,00	69,30	69,60	68,00	66,20	65,50	101,00	92,10	257,00	235,00	124,00	196,00
	manivela	50,70	52,30	52,40	49,40	49,20	49,00	120,00	102,00	185,00	147,00	28,20	132,00
	manivela	52,60	50,80	47,70	49,80	50,00	50,50	122,00	143,00	140,00	173,00	126,00	26,40
	moente	71,20	69,40	65,40	65,20	69,10	68,50	234,00	242,00	181,00	196,00	94,50	25,50
37,5	moente	15,00	16,90	11,40	9,21	8,68	8,72	65,70	65,60	271,00	244,00	199,00	260,00
	manivela	8,78	11,40	8,60	5,72	7,19	7,31	95,60	90,50	201,00	190,00	66,40	160,00
	manivela	9,98	8,74	4,67	7,36	7,84	7,75	114,00	127,00	189,00	193,00	122,00	34,40
	moente	12,60	9,97	7,39	8,89	11,30	10,80	243,00	242,00	254,00	257,00	110,00	25,50
82,5	moente	61,00	60,90	65,90	51,70	88,20	88,90	85,80	162,00	298,00	296,00	264,00	265,00
	manivela	41,40	41,80	62,20	41,80	66,30	66,70	88,00	175,00	221,00	216,00	131,00	117,00
	manivela	42,50	42,60	44,90	63,50	68,10	66,10	197,00	112,00	218,00	214,00	100,00	93,00
	moente	56,60	55,80	79,60	89,60	90,70	92,50	304,00	243,00	302,00	293,00	69,30	65,30
97,5	moente	29,70	29,70	24,90	44,20	30,40	33,20	14,80	127,00	195,00	188,00	184,00	173,00
	manivela	23,50	24,00	18,90	28,60	22,80	23,80	29,10	137,00	143,00	141,00	95,00	71,10
	manivela	25,90	24,50	21,50	23,10	24,50	23,00	158,00	35,70	144,00	145,00	57,30	74,80
	moente	36,50	35,80	23,30	37,30	32,50	29,10	226,00	141,00	203,00	202,00	35,10	52,30
142,5	moente	73,00	71,40	101,00	93,10	257,00	260,00	189,00	280,00	81,00	77,80	83,60	61,60
	manivela	52,90	51,00	123,00	104,00	171,00	198,00	70,60	190,00	56,10	56,90	53,10	18,30
	manivela	45,30	53,00	123,00	138,00	187,00	48,60	178,00	50,70	58,10	56,90	13,50	40,90
	moente	68,30	63,40	236,00	240,00	250,00	261,00	162,00	54,90	81,20	78,90	8,82	33,10
157,5	moente	16,40	15,10	72,40	66,30	273,00	272,00	209,00	263,00	15,30	13,00	16,80	11,40
	manivela	12,40	9,75	99,40	94,00	200,00	201,00	71,10	157,00	8,76	8,94	11,80	2,78
	manivela	8,83	12,60	118,00	123,00	201,00	198,00	142,00	44,10	9,72	10,00	1,89	9,83
	moente	13,00	15,90	248,00	241,00	275,00	268,00	115,00	26,20	14,60	14,90	2,08	7,50
202,5	moente	72,90	60,40	94,20	171,00	302,00	300,00	256,00	264,00	3,95	3,47	0,95	1,90
	manivela	65,40	44,40	94,70	188,00	222,00	214,00	125,00	121,00	3,10	1,89	0,45	1,55
	manivela	50,40	70,10	201,00	115,00	213,00	215,00	94,40	95,20	1,36	2,57	1,42	0,56
	moente	85,30	99,10	314,00	250,00	302,00	294,00	71,30	62,30	1,43	2,35	1,16	0,56
217,5	moente	17,50	19,80	19,20	130,00	196,00	202,00	170,00	169,00	5,10	3,74	1,71	2,69
	manivela	16,70	9,00	27,20	154,00	137,00	141,00	94,90	70,20	3,18	1,78	0,42	1,83
	manivela	8,69	22,70	164,00	39,10	143,00	141,00	49,10	74,00	1,48	3,11	1,59	0,39
	moente	27,40	38,30	229,00	144,00	202,00	197,00	35,50	52,90	2,20	3,16	1,22	0,29
262,5	moente	115,00	109,00	197,00	290,00	82,30	78,10	81,40	59,40	3,66	0,87	3,66	4,19
	manivela	122,00	110,00	73,80	205,00	59,40	54,20	51,60	17,00	2,59	0,79	1,55	2,06
	manivela	135,00	142,00	178,00	51,90	56,60	58,40	11,20	41,70	1,10	3,04	1,80	1,23
	moente	237,00	244,00	154,00	59,70	80,60	83,70	8,81	32,90	3,71	4,46	1,26	0,76
277,5	moente	96,20	104,00	217,00	279,00	19,20	16,40	18,00	12,90	1,95	1,20	3,98	4,03
	manivela	109,00	115,00	79,70	178,00	15,30	11,90	11,50	3,21	2,24	0,71	1,83	2,07
	manivela	144,00	137,00	148,00	47,90	10,80	13,40	2,44	10,80	0,91	2,78	1,69	1,48
	moente	253,00	249,00	119,00	29,90	16,40	17,40	1,09	8,33	3,46	4,62	1,04	0,96
322,5	moente	108,00	177,00	259,00	266,00	4,00	1,37	4,59	3,36	4,43	4,39	3,15	2,49
	manivela	94,50	188,00	131,00	123,00	3,14	0,39	4,06	2,17	1,65	1,38	1,92	0,80
	manivela	206,00	121,00	101,00	96,50	0,54	3,61	2,23	4,26	0,93	1,10	0,57	1,70
	moente	301,00	248,00	65,80	67,30	2,70	4,19	4,56	5,65	2,61	2,40	0,31	1,10

337,5	moente	16,80	111,00	138,00	128,00	30,80	40,40	4,51	3,64	5,28	4,76	2,25	1,47
	manivela	28,00	124,00	67,60	49,70	8,90	25,10	3,97	2,29	2,56	1,66	1,64	0,32
	manivela	132,00	26,00	34,90	48,90	20,80	5,56	2,62	4,58	1,02	1,72	0,36	1,46
	moente	188,00	110,00	35,90	43,70	14,90	60,70	5,18	6,14	1,80	1,98	0,31	1,01
382,5	moente	96,20	166,00	37,40	68,30	101,00	102,00	4,86	4,58	8,30	6,31	2,71	3,98
	manivela	36,00	105,00	34,70	72,10	40,90	56,20	4,33	3,55	5,71	3,19	0,73	2,59
	manivela	97,80	51,50	80,00	45,00	46,70	30,40	3,72	4,43	2,63	5,21	2,06	0,51
	moente	74,60	59,40	121,00	95,30	31,50	21,20	7,42	7,50	3,31	5,35	1,65	0,39
397,5	moente	83,50	92,10	172,00	178,00	168,00	157,00	5,39	5,06	9,18	6,60	4,36	5,85
	manivela	82,00	46,20	129,00	138,00	79,50	74,40	3,55	3,97	6,77	3,10	1,45	3,57
	manivela	40,50	99,30	137,00	109,00	62,50	62,00	4,46	4,71	2,94	5,88	3,00	0,96
	moente	130,00	177,00	192,00	182,00	39,90	39,70	7,84	7,74	4,95	6,48	2,16	0,61
442,5	moente	120,00	126,00	164,00	170,00	168,00	131,00	4,10	4,05	6,87	4,56	6,52	7,38
	manivela	45,60	44,30	120,00	121,00	108,00	36,60	1,86	3,53	6,65	3,38	3,80	3,30
	manivela	43,70	50,40	122,00	120,00	34,40	88,10	3,70	2,54	3,05	6,11	2,49	2,93
	moente	142,00	141,00	170,00	165,00	18,00	60,70	5,89	4,77	7,27	8,98	1,80	2,03
457,5	moente	94,20	88,20	157,00	160,00	178,00	117,00	35,60	36,60	27,70	36,40	7,11	6,63
	manivela	41,50	45,50	114,00	112,00	136,00	28,90	29,20	26,60	7,43	20,00	4,12	2,92
	manivela	53,30	44,50	111,00	106,00	20,40	122,00	25,20	25,30	16,50	4,84	2,19	3,23
	moente	145,00	129,00	164,00	156,00	20,40	109,00	36,90	37,40	14,00	9,48	1,29	1,96
502,5	moente	164,00	136,00	59,00	60,80	66,60	90,20	110,00	115,00	98,10	109,00	4,21	2,96
	manivela	102,00	60,60	46,50	45,60	78,80	66,70	86,60	72,40	42,60	54,40	3,45	0,80
	manivela	54,10	89,90	45,70	43,70	52,80	92,90	79,10	81,60	44,20	30,10	0,52	2,88
	moente	60,50	91,20	53,40	62,50	84,90	136,00	115,00	116,00	33,20	19,50	0,49	2,07
517,5	moente	149,00	126,00	89,00	88,20	82,50	101,00	186,00	184,00	171,00	165,00	3,44	2,24
	manivela	95,50	71,70	65,20	64,80	79,80	57,60	136,00	117,00	82,30	72,60	2,80	0,71
	manivela	66,20	96,90	66,90	63,80	45,40	106,00	128,00	134,00	63,20	62,30	0,92	2,51
	moente	81,60	102,00	88,70	88,90	134,00	188,00	190,00	190,00	39,60	42,00	1,03	1,75
562,5	moente	218,00	213,00	216,00	219,00	185,00	185,00	164,00	162,00	173,00	129,00	3,54	3,98
	manivela	158,00	148,00	162,00	166,00	67,20	65,00	119,00	109,00	107,00	43,00	0,72	2,64
	manivela	140,00	156,00	160,00	150,00	62,60	55,00	117,00	113,00	27,60	90,40	2,52	0,99
	moente	213,00	219,00	224,00	215,00	140,00	131,00	169,00	166,00	18,80	66,50	1,83	0,80
577,5	moente	132,00	127,00	128,00	133,00	114,00	107,00	155,00	154,00	187,00	120,00	33,20	43,90
	manivela	92,00	93,10	96,50	95,20	44,30	48,30	117,00	105,00	139,00	32,20	11,00	25,80
	manivela	93,20	92,30	96,50	92,60	52,50	42,00	115,00	110,00	20,30	120,00	22,80	8,26
	moente	135,00	132,00	138,00	133,00	140,00	115,00	163,00	163,00	27,10	107,00	17,90	4,88
622,5	moente	177,00	175,00	181,00	180,00	183,00	140,00	58,00	57,20	67,50	79,00	98,00	103,00
	manivela	124,00	128,00	131,00	135,00	129,00	61,50	46,00	41,30	82,80	55,70	47,80	58,60
	manivela	132,00	127,00	131,00	121,00	46,50	116,00	40,30	45,40	46,30	96,50	46,80	33,70
	moente	179,00	179,00	179,00	177,00	53,60	102,00	56,90	62,00	92,60	140,00	33,50	22,00
637,5	moente	144,00	149,00	150,00	153,00	143,00	124,00	87,60	86,80	78,80	91,40	164,00	171,00
	manivela	104,00	98,70	111,00	111,00	112,00	70,50	65,40	61,90	87,30	46,60	86,30	82,10
	manivela	108,00	101,00	109,00	107,00	59,60	103,00	59,30	65,00	43,20	108,00	62,60	63,20
	moente	150,00	150,00	152,00	144,00	82,80	112,00	84,50	87,80	154,00	190,00	39,10	42,30
682,5	moente	220,00	219,00	214,00	218,00	217,00	208,00	210,00	212,00	179,00	181,00	173,00	133,00
	manivela	153,00	161,00	161,00	162,00	162,00	149,00	159,00	153,00	59,70	57,70	109,00	42,00
	manivela	160,00	153,00	160,00	154,00	150,00	160,00	149,00	162,00	48,60	63,50	24,50	89,50
	moente	222,00	220,00	215,00	206,00	198,00	217,00	211,00	211,00	148,00	134,00	18,10	67,00
697,5	moente	129,00	130,00	131,00	129,00	126,00	124,00	139,00	121,00	150,00	128,00	143,00	85,50
	manivela	85,70	92,50	95,90	94,60	91,70	90,70	114,00	97,90	59,30	46,70	108,00	22,00
	manivela	94,40	92,30	91,40	86,40	82,90	92,40	97,20	123,00	35,50	42,40	29,80	95,00
	moente	133,00	130,00	126,00	121,00	127,00	129,00	158,00	168,00	108,00	89,80	32,80	69,60

Anexo 17 - Ciclos resultantes da aplicação de Rainflow e aplicação da relação de Goodman e da regra de Miner para o moente de apoio 1 - Pielstick

A1	n	σm	σa	Nf	n/N					
	1	45,35	15,65	1,07506E+30	9,30184E-31					
	1	45,2	27,7	9,27656E+25	1,07799E-26					
	1	44,7	28,3	6,57701E+25	1,52045E-26					
	0,5	46,6	31,6	1,0485E+25	4,76873E-26					
	1	102,1	5,9	4,00513E+36	2,4968E-37					
	1	89,85	6,35	1,45125E+36	6,89061E-37					
	1	65,9	49,1	5,72504E+21	1,74671E-22					
	1	107,1	12,9	9,98215E+30	1,00179E-31					
	1	156,5	7,5	3,28254E+34	3,04642E-35					
	1	160,5	16,5	7,4837E+28	1,33624E-29					
	1	175	43	8,91298E+21	1,12196E-22					
	0,5	117,5	102,5	1,48541E+16	3,36608E-17					
	0,5	174,5	45,5	3,55889E+21	1,40493E-22					
					3,36612E-17	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
B1							d=0,1	2,97078E+15	5,94156E+15	2,91253E+11
							d=0,5	1,48539E+16	2,97078E+16	1,45626E+12
							d=1	2,97078E+16	5,94156E+16	2,91253E+12
	n	σm	σa	Nf	n/N					
	1	45,3	15,6	1,1338E+30	8,81993E-31					
	1	44,15	27,25	1,23236E+26	8,11453E-27					
	1	40,1	20,3	1,6327E+28	6,12481E-29					
	0,5	46,8	31,7	9,92628E+24	5,03713E-26					
	1	106,5	2,5	4,85384E+42	2,06023E-43					
	1	138,5	27,5	2,47279E+25	4,04402E-26					
	1	109,05	16,95	1,10158E+29	9,07787E-30					
	1	131	5	3,82533E+37	2,61415E-38					
	1	132,6	44,4	1,05626E+22	9,46735E-23					
	1	162	13	3,63702E+30	2,7495E-31					
	1	170	43	9,68929E+21	1,03207E-22					
	0,5	117,05	101,95	1,63396E+16	3,06005E-17					
	0,5	174,5	44,5	5,12312E+21	9,75968E-23					
					3,06008E-17	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	3,26789E+15	6,53578E+15	3,20382E+11
							d=0,5	1,63395E+16	3,26789E+16	1,60191E+12
							d=1	3,26789E+16	6,53578E+16	3,20382E+12

Anexo 18 - Ciclos resultantes da aplicação de Rainflow e aplicação da relação de Goodman e da regra de Miner para o moente de apoio 2 - Pielstick

	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
A1	1	46,55	10,05	1,50304E+33	6,65317E-34					
	1	40,65	27,65	1,02189E+26	9,78575E-27					
	0,5	44,5	31,9	9,26368E+24	5,39742E-26					
	1	56,35	28,95	3,81231E+25	2,62308E-26					
	1	109,8	35,2	6,82447E+23	1,46532E-24					
	1	164,5	14,5	5,82542E+29	1,71661E-30					
	1	174	39	4,49197E+22	2,2262E-23					
	0,5	156,8	144,2	2,92726E+13	1,70808E-14					
	0,5	180,75	120,25	3,85922E+14	1,2956E-15					
	0,5	141,25	80,75	5,06836E+17	9,86513E-19					
	0,5	177,5	44,5	4,87186E+21	1,0263E-22					
					1,83774E-14	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	5,44147E+12	1,08829E+13	533477728
							d=0,5	2,72074E+13	5,44147E+13	2667388640
							d=1	5,44147E+13	1,08829E+14	5334777280
B1	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	1	45,8	10	1,6493E+33	6,06317E-34					
	1	39,65	23,75	1,25395E+27	7,97478E-28					
	0,5	42,63	32,66	6,47354E+24	7,72375E-26					
	1	68,7	30,4	1,42128E+25	7,03593E-26					
	1	134,1	42,9	1,8113E+22	5,52088E-23					
	1	164,5	14,5	5,82542E+29	1,71661E-30					
	1	175,5	43,5	7,3127E+21	1,36748E-22					
	0,5	129,485	119,515	9,89975E+14	5,05063E-16					
	0,5	154,2	94,8	2,95924E+16	1,68962E-17					
	0,5	139,7	80,3	5,69563E+17	8,77866E-19					
	0,5	175	45	4,23009E+21	1,18201E-22					
					5,22838E-16	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	1,91264E+14	3,82528E+14	18751366152
							d=0,5	9,5632E+14	1,91264E+15	93756830760
							d=1	1,91264E+15	3,82528E+15	1,87514E+11
A2	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	1	45,4	20,5	1,28573E+28	7,77767E-29					
	0,5	44,15	32,75	6,0507E+24	8,2635E-26					
	1	83,3	10,9	2,28383E+32	4,37861E-33					
	1	60,1	40,9	1,24906E+23	8,00605E-24					
	1	115,5	56,5	2,66779E+20	3,74842E-21					
	1	165,5	15,5	1,92006E+29	5,20818E-30					
	0,5	135,2	123,8	5,07E+14	9,86194E-16					
	0,5	148,2	110,8	2,53179E+15	1,97489E-16					
	0,5	126,7	89,3	1,22994E+17	4,06523E-18					
	0,5	172	44	6,42881E+21	7,77748E-23					
	0,5	171	43	9,52912E+21	5,24707E-23					
	0,5	172,5	41,5	1,66331E+22	3,00605E-23					
					1,18775E-15	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	8,41926E+13	1,68385E+14	8254179522
							d=0,5	4,20963E+14	8,41926E+14	41270897610
							d=1	8,41926E+14	1,68385E+15	82541795220
B2	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	1	47,95	3,75	1,53663E+40	6,50776E-41					
	0,5	41,205	31,995	9,26243E+24	5,39815E-26					
	1	79,7	13,4	8,17383E+30	1,22342E-31					
	1	150,5	20,5	2,51195E+27	3,98097E-28					
	1	123,15	54,85	3,84171E+20	2,60301E-21					
	1	166,5	13,5	1,81836E+30	5,49945E-31					
	1	175,5	42,5	1,07067E+22	9,33992E-23					
	0,5	149,605	140,395	5,10545E+13	9,79346E-15					
	0,5	175,4	114,6	9,29309E+14	5,38034E-16					
	0,5	139,9	79,1	7,26667E+17	6,88073E-19					
	0,5	174	45	4,30149E+21	1,16239E-22					
					1,03322E-14	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	9,6785E+12	1,9357E+13	948872249,3
							d=0,5	4,83925E+13	9,6785E+13	4744361247
							d=1	9,6785E+13	1,9357E+14	9488722493

Anexo 19 - Ciclos resultantes da aplicação de Rainflow e aplicação da relação de Goodman e da regra de Miner para o moente de apoio 3 - Pielstick

A2	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	38,395	31,005	1,61606E+25	3,09395E-26					
	1	51,7	27,9	1,4974E+26	6,67824E-27					
	1	122,7	69,3	1,67417E+19	5,97311E-20					
	1	165,5	13,5	3,69757E+30	2,70448E-31					
	1	176,5	38,5	1,06451E+23	9,39403E-24					
	0,5	160,695	153,305	2,01238E+13	2,48462E-14					
	0,5	174,95	139,05	7,86389E+13	6,35818E-15					
	0,5	129,95	94,05	9,9858E+16	5,00711E-18					
	0,5	175	49	2,09456E+21	2,38714E-22					
				3,12095E-14	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo	
						d=0,1	3,20416E+12	6,40831E+12	314133072,9	
						d=0,5	1,60208E+13	3,20416E+13	1570665365	
						d=1	3,20416E+13	6,40831E+13	3141330729	
B2	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	39,545	30,655	1,91399E+25	2,61234E-26					
	1	63,45	26,15	1,81634E+26	5,50557E-27					
	1	55,5	11,8	9,46924E+31	1,05605E-32					
	1	122,25	59,75	9,58378E+19	1,04343E-20					
	1	160,5	16,5	7,4837E+28	1,33624E-29					
	1	169,5	36,5	1,43457E+23	6,97073E-24					
	0,5	129,445	120,555	8,59442E+14	5,81773E-16					
	0,5	139,95	110,05	3,23551E+15	1,54535E-16					
	0,5	122,45	92,55	7,32438E+16	6,82651E-18					
	0,5	168	47	2,33066E+21	2,14531E-22					
				7,43145E-16	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo	
						d=0,1	1,34563E+14	2,69126E+14	13192474175	
						d=0,5	6,72816E+14	1,34563E+15	65962370874	
						d=1	1,34563E+15	2,69126E+15	1,31925E+11	
A3	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	39,59	30,91	1,66984E+25	2,9943E-26					
	1	59,3	28,9	3,75263E+25	2,6648E-26					
	0,5	155,34	146,66	2,27219E+13	2,20052E-14					
	1	122,3	55,7	3,02627E+20	3,30439E-21					
	1	163	20	3,06599E+27	3,26159E-28					
	1	149,5	35,5	3,14546E+23	3,17918E-24					
	0,5	153	149	1,82142E+13	2,74511E-14					
	0,5	110,5	106,5	8,85551E+15	5,6462E-17					
	0,5	171,5	45,5	3,74186E+21	1,33623E-22					
				4,95128E-14	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo	
						d=0,1	2,01968E+12	4,03936E+12	198007829,8	
						d=0,5	1,00984E+13	2,01968E+13	990039149	
						d=1	2,01968E+13	4,03936E+13	1980078298	
B3	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	39,36	30,64	1,93467E+25	2,58442E-26					
	1	61,05	27,85	1,3411E+26	7,45658E-27					
	0,5	154,36	145,64	5,17782E+13	9,65658E-15					
	1	123,6	33,4	2,59471E+24	3,854E-25					
	1	132	8	3,3924E+34	2,94777E-35					
	1	146	39	1,42571E+23	7,01404E-24					
	0,5	150,685	149,315	3,65469E+13	1,36811E-14					
	0,5	104,685	103,315	3,19136E+16	1,56673E-17					
	0,5	166	42	3,04601E+22	1,64149E-23					
				2,33533E-14	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo	
						d=0,1	4,28205E+12	8,5641E+12	419808767,9	
						d=0,5	2,14102E+13	4,28205E+13	2099043839	
						d=1	4,28205E+13	8,5641E+13	4198087679	

Anexo 20 - Ciclos resultantes da aplicação de Rainflow e aplicação da relação de Goodman e da regra de Miner para o moente de apoio 5 - Pielstick

A4	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	228,5	75,5	3,48398E+17	1,43514E-18					
	1	6,865	0,975	1,08852E+50	9,18676E-51					
	1	123,45	66,55	1,60647E+19	6,22484E-20					
	0,5	152,545	151,455	1,40377E+13	3,56185E-14					
	0,5	106,045	104,955	1,20666E+16	4,14367E-17					
	0,5	184,5	26,5	2,12261E+25	2,35559E-26					
					3,56614E-14	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	2,80415E+12	5,60831E+12	274917022,4
							d=0,5	1,40208E+13	2,80415E+13	1374585112
							d=1	2,80415E+13	5,60831E+13	2749170224
B4	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	206,5	36,5	7,65583E+22	6,53097E-24					
	1	44,25	18,05	1,05368E+29	9,49059E-30					
	1	6,645	0,995	7,82776E+49	1,2775E-50					
	1	126	64	2,92684E+19	3,41666E-20					
	0,5	123,885	119,115	1,14367E+15	4,37188E-16					
	0,5	107,885	103,115	1,56674E+16	3,19135E-17					
	0,5	189,5	21,5	6,00764E+26	8,32273E-28					
					4,69135E-16	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	2,13158E+14	4,26316E+14	20897853327
							d=0,5	1,06579E+15	2,13158E+15	1,04489E+11
							d=1	2,13158E+15	4,26316E+15	2,08979E+11
A5	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	235,5	62,5	6,81369E+18	7,33817E-20					
	1	2,95	1	7,6005E+49	1,3157E-50					
	1	8,025	1,155	6,6596E+48	1,50159E-49					
	0,5	242,5	55,5	4,21312E+19	1,18677E-20					
	0,5	127,25	59,75	8,85014E+19	5,64963E-21					
	0,5	123,25	55,75	2,93739E+20	1,70219E-21					
	0,5	164,5	14,5	5,82542E+29	8,58307E-31					
					9,26012E-20	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	1,0799E+18	2,1598E+18	1,05873E+14
							d=0,5	5,3995E+18	1,0799E+19	5,29363E+14
							d=1	1,0799E+19	2,1598E+19	1,05873E+15
B5	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	217	79	2,02942E+17	2,46376E-18					
	1	3,605	0,135	1,36023E+64	7,35169E-65					
	1	3,735	2,865	2,41067E+42	4,14822E-43					
	1	122	43	2,11536E+22	4,72733E-23					
	0,5	238,5	57,5	2,53357E+19	1,9735E-20					
	0,5	154,5	26,5	3,49814E+25	1,42933E-26					
					2,48354E-18	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	4,02651E+16	8,05301E+16	3,94756E+12
							d=0,5	2,01325E+17	4,02651E+17	1,97378E+13
							d=1	4,02651E+17	8,05301E+17	3,94756E+13

Anexo 21 - Ciclos resultantes da aplicação de Rainflow e aplicação da relação de Goodman e da regra de Miner para o moente de apoio 6 - Pielstick

A5	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	235,5	62,5	6,81369E+18	7,33817E-20					
	1	4,525	0,575	6,4709E+53	1,54538E-54					
	1	8,025	1,155	6,6596E+48	1,50159E-49					
	0,5	149,975	148,025	2,13124E+13	2,34605E-14					
	0,5	94,475	92,525	1,14078E+17	4,38297E-18					
	0,5	127,25	59,75	8,85014E+19	5,64963E-21					
	0,5	123,25	55,75	2,93739E+20	1,70219E-21					
	0,5	164,5	14,5	5,82542E+29	8,58307E-31					
					2,34649E-14	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	4,26168E+12	8,52336E+12	417811543,8
							d=0,5	2,13084E+13	4,26168E+13	2089057719
							d=1	4,26168E+13	8,52336E+13	4178115438
B5	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	217	79	2,02942E+17	2,46376E-18					
	1	3,605	0,135	1,36023E+64	7,35169E-65					
	1	5,58	1,02	5,29139E+49	1,88986E-50					
	1	122	43	2,11536E+22	4,72733E-23					
	0,5	148,435	147,565	2,29987E+13	2,17403E-14					
	0,5	90,935	90,065	1,87414E+17	2,66789E-18					
	0,5	154,5	26,5	3,49814E+25	1,42933E-26					
					2,17454E-14	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	4,59866E+12	9,19733E+12	450849439
							d=0,5	2,29933E+13	4,59866E+13	2254247195
							d=1	4,59866E+13	9,19733E+13	4508494390
A6	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	159,8	104,2	5,72909E+15	8,72739E-17					
	1	3,115	0,865	8,1723E+50	1,22365E-51					
	1	5,325	1,785	5,50706E+45	1,81585E-46					
	0,5	132,475	131,525	1,96372E+14	2,54619E-15					
	0,5	86,975	86,025	4,22686E+17	1,18291E-18					
	0,5	158	15	3,7203E+29	1,34398E-30					
					2,63464E-15	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	3,79558E+13	7,59116E+13	3721155931
							d=0,5	1,89779E+14	3,79558E+14	18605779654
							d=1	3,79558E+14	7,59116E+14	37211559308
B6	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	170,15	94,85	2,25388E+16	2,2184E-17					
	1	3,045	1,145	8,24575E+48	1,21275E-49					
	1	4,81	2,57	1,40966E+43	7,09393E-44					
	0,5	133,235	131,765	1,88279E+14	2,65564E-15					
	0,5	86,235	84,765	5,44509E+17	9,18259E-19					
	0,5	128,25	42,75	2,10692E+22	2,37313E-23					
					2,67874E-15	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	3,7331E+13	7,4662E+13	3659900742
							d=0,5	1,86655E+14	3,7331E+14	18299503710
							d=1	3,7331E+14	7,4662E+14	36599007420

Anexo 22 - Ciclos resultantes da aplicação de Rainflow e aplicação da relação de Goodman e da regra de Miner para o moente de apoio 7 - Pielstick

A6	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	170,15	94,85	2,25388E+16	2,2184E-17					
	1	3,045	1,145	8,24575E+48	1,21275E-49					
	1	4,81	2,57	1,40966E+43	7,09393E-44					
	1	77,2	8,3	2,18398E+34	4,5788E-35					
	1	140,5	30,5	4,38516E+24	2,28042E-25					
	1	1,21	0,05	1,65942E+71	6,02619E-72					
	1	0,89	0,58	5,91292E+53	1,69121E-54					
	1	1,325	0,835	1,49525E+51	6,68784E-52					
	0,5	152,05	112,95	1,73498E+15	2,88188E-16					
	0,5	28,6	10,5	9,54084E+32	5,24063E-34					
	0,5	25,45	7,35	3,4583E+35	1,4458E-36					
					3,10372E-16	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	3,22194E+14	6,44389E+14	31587695576
							d=0,5	1,61097E+15	3,22194E+15	1,57938E+11
							d=1	3,22194E+15	6,44389E+15	3,15877E+11
B6	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	44,35	18,85	5,16784E+28	9,67523E-30					
	0,5	45,4	19,9	2,09237E+28	2,38963E-29					
	1	0,93	0,17	3,22788E+62	3,09801E-63					
	1	0,34	0,05	1,68007E+71	5,95213E-72					
	1	1,995	0,035	5,68177E+73	1,76002E-74					
	1	1,435	0,635	1,32869E+53	7,5262E-54					
	0,5	67,45	2,15	1,04825E+44	4,76984E-45					
					3,35716E-29	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	2,97871E+27	5,95742E+27	2,92031E+23
							d=0,5	1,48936E+28	2,97871E+28	1,46015E+24
							d=1	2,97871E+28	5,95742E+28	2,92031E+24

Anexo 23 - Ciclos resultantes da aplicação de Rainflow e aplicação da relação de Goodman e da regra de Miner para o moente de manivela 1 - Pielstick

A1	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	1	32,45	8,95	1,23692E+34	8,08462E-35					
	1	32,65	20,25	1,89637E+28	5,27323E-29					
	0,5	31,49	22,71	2,94456E+27	1,69805E-28					
	1	41,05	24,35	8,16023E+26	1,22546E-27					
	1	61,75	20,25	1,23232E+28	8,11476E-29					
	1	98,75	3,25	7,42407E+40	1,34697E-41					
	1	75	47	1,02139E+22	9,79055E-23					
	1	114	10	5,82224E+32	1,71755E-33					
	1	122,5	30,5	5,85222E+24	1,70875E-25					
	0,5	83,39	74,61	4,60751E+18	1,08519E-19					
	0,5	121,85	36,15	3,64612E+23	1,37132E-24					
					1,08618E-19	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
B1	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	1	32,9	8,9	1,347E+34	7,42388E-35					
	1	31,2	19,8	2,79976E+28	3,57173E-29					
	1	27,075	17,325	2,6541E+29	3,76776E-30					
	0,5	33,35	24,35	9,13672E+26	5,47243E-28					
	1	113,35	14,65	1,12432E+30	8,89428E-31					
	1	120,55	27,45	3,39539E+25	2,94517E-26					
	0,5	98,5	89,5	1,84825E+17	2,70526E-18					
	0,5	116,15	71,85	5,13539E+18	9,73636E-20					
	0,5	102,65	58,35	1,92452E+20	2,59805E-21					
	0,5	126,75	34,25	8,17222E+23	6,11829E-25					
					2,80523E-18	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	3,56477E+16	7,12955E+16	3,49488E+12
A1	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	1	34,2	8,3	4,14978E+34	2,40977E-35					
	1	27,64	17,66	1,92307E+29	5,20002E-30					
	1	29,615	20,785	1,29274E+28	7,73551E-29					
	0,5	33,195	24,505	8,25275E+26	6,05859E-28					
	1	120	12	2,6659E+31	3,75108E-32					
	1	116,6	23,4	4,94937E+26	2,02046E-27					
	1	92,15	51,85	1,5701E+21	6,36902E-22					
	0,5	84,345	75,655	3,61482E+18	1,3832E-19					
	0,5	127,2	32,8	1,64892E+24	3,03229E-25					
					1,38957E-19	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	7,19648E+17	1,4393E+18	7,05537E+13
B1	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	1	33,55	9,05	1,01449E+34	9,85719E-35					
	1	32,8	20,2	1,97048E+28	5,07491E-29					
	0,5	33,17	24,43	8,68123E+26	5,75955E-28					
	1	46,4	23,7	1,17498E+27	8,51081E-28					
	1	71,9	27,4	7,43665E+25	1,34469E-26					
	1	84	58	2,83363E+20	3,52904E-21					
	1	114	13	7,89163E+30	1,26717E-31					
	1	122,65	30,35	6,32974E+24	1,57984E-25					
	0,5	82,37	73,63	5,81274E+18	8,6018E-20					
	0,5	124,15	31,85	2,80265E+24	1,78403E-25					
					8,95474E-20	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	1,11673E+18	2,23346E+18	1,09483E+14

Anexo 24 - Ciclos resultantes da aplicação de Rainflow e aplicação da relação de Goodman e da regra de Miner para o moente de manivela 2 - Pielstick

A2	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	32,55	23,95	1,21282E+27	4,12262E-28					
	1	40,55	21,65	5,64468E+27	1,77158E-28					
	1	75,1	47,9	7,4729E+21	1,33817E-22					
	1	87,75	41,25	7,1391E+22	1,40074E-23					
	1	82,85	48,15	6,09679E+21	1,64021E-22					
	1	121	10	5,21204E+32	1,91863E-33					
	1	128,75	32,25	2,12246E+24	4,71151E-25					
	0,5	85,3	76,7	2,84485E+18	1,75756E-19					
	0,5	128,95	33,05	1,41578E+24	3,53162E-25					
					1,76069E-19	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	5,67959E+17	1,13592E+18	5,56823E+13
							d=0,5	2,8398E+18	5,67959E+18	2,78412E+14
							d=1	5,67959E+18	1,13592E+19	5,56823E+14
B2	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	1	35,2	6,6	1,75135E+36	5,70989E-37					
	0,5	29,91	24,19	1,0704E+27	4,67114E-28					
	1	99	5	6,33813E+37	1,57775E-38					
	1	171	17	3,85417E+28	2,59459E-29					
	1	93,85	44,15	2,13343E+22	4,68729E-23					
	1	123	12	2,54189E+31	3,93408E-32					
	1	128,6	33,4	1,19792E+24	8,34783E-25					
	0,5	105,36	99,64	2,85909E+16	1,74881E-17					
	0,5	125,3	79,7	8,1153E+17	6,1612E-19					
	0,5	105,8	60,2	1,09834E+20	4,55234E-21					
	0,5	130,3	35,7	3,91279E+23	1,27786E-24					
					1,81088E-17	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	5,52217E+15	1,10443E+16	5,41389E+11
							d=0,5	2,76109E+16	5,52217E+16	2,70695E+12
							d=1	5,52217E+16	1,10443E+17	5,41389E+12
A2	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	1	33,2	11,7	1,51353E+32	6,60708E-33					
	0,5	27,935	23,265	2,08753E+27	2,39518E-28					
	1	120,5	2,5	3,89304E+42	2,56868E-43					
	1	171	7	8,00126E+34	1,2498E-35					
	1	91,35	45,65	1,28226E+22	7,7987E-23					
	1	120	11	1,11001E+32	9,0089E-33					
	1	128,25	31,75	2,76412E+24	3,61779E-25					
	0,5	102,835	98,165	3,79779E+16	1,31655E-17					
	0,5	117,95	83,05	4,64362E+17	1,07675E-18					
	0,5	97,45	62,55	6,67711E+19	7,48827E-21					
	0,5	125,7	34,3	8,11386E+23	6,16229E-25					
					1,42499E-17	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	7,01761E+15	1,40352E+16	6,88001E+11
							d=0,5	3,50881E+16	7,01761E+16	3,44001E+12
							d=1	7,01761E+16	1,40352E+17	6,88001E+12
B2	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	30,23	22,87	2,67315E+27	1,87045E-28					
	1	43,3	20,2	1,68882E+28	5,9213E-29					
	1	49,9	2	4,46104E+44	2,24163E-45					
	1	70,75	25,75	2,09472E+26	4,77392E-27					
	1	81,85	38,15	2,81288E+23	3,55508E-24					
	1	88,55	49,45	3,60946E+21	2,7705E-22					
	1	114	7	2,01589E+35	4,96059E-36					
	1	121,3	28,7	1,61689E+25	6,18473E-26					
	0,5	80,68	73,32	6,39202E+18	7,82225E-20					
	0,5	120,2	33,8	1,12656E+24	4,43829E-25					
					7,85036E-20	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	1,27383E+18	2,54765E+18	1,24885E+14
							d=0,5	6,36913E+18	1,27383E+19	6,24425E+14
							d=1	1,27383E+19	2,54765E+19	1,24885E+15

Anexo 25 - Ciclos resultantes da aplicação de Rainflow e aplicação da relação de Goodman e da regra de Miner para o moente de manivela 3 - Pielstick

A3	n	om	oa	Nf	n/N					
	0,5	28,545	21,355	8,4269E+27	5,93338E-29					
	1	44,55	21,75	4,93409E+27	2,02672E-28					
	0,5	114,595	107,405	7,22728E+15	6,91823E-17					
	1	79,3	0,5	2,12384E+54	4,70846E-55					
	1	120,5	8,5	7,54258E+33	1,32581E-34					
	1	90,15	45,85	1,21588E+22	8,22453E-23					
	0,5	112,57	109,43	5,49351E+15	9,10165E-17					
	0,5	82,57	79,43	1,67194E+18	2,99054E-19					
	0,5	126,85	35,15	5,33309E+23	9,37543E-25					
				1,60498E-16	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo	
						d=0,1	6,23061E+14	1,24612E+15	61084422151	
						d=0,5	3,11531E+15	6,23061E+15	3,05422E+11	
						d=1	6,23061E+15	1,24612E+16	6,10844E+11	
B3	n	om	oa	Nf	n/N					
	0,5	28,605	21,295	8,81698E+27	5,67088E-29					
	1	45,25	21,45	6,13195E+27	1,6308E-28					
	0,5	110,655	103,345	1,44629E+16	3,45711E-17					
	1	61,3	3,7	1,5692E+40	6,37267E-41					
	1	57,5	9,2	5,43722E+33	1,83918E-34					
	1	51,65	22,75	2,12551E+27	4,70475E-28					
	0,5	107,195	106,805	8,89952E+15	5,61828E-17					
	0,5	74,695	74,305	5,62624E+18	8,88693E-20					
	0,5	119,85	29,15	1,28205E+25	3,90001E-26					
				9,08428E-17	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo	
						d=0,1	1,1008E+15	2,20161E+15	1,07922E+11	
						d=0,5	5,50401E+15	1,1008E+16	5,39609E+11	
						d=1	1,1008E+16	2,20161E+16	1,07922E+12	
A3	n	om	oa	Nf	n/N					
	0,5	29,97	22,13	4,60094E+27	1,08673E-28					
	1	46,3	21,8	4,63042E+27	2,15963E-28					
	0,5	110,42	102,58	1,63967E+16	3,04938E-17					
	1	49,1	3,7	1,88247E+40	5,31217E-41					
	1	41,45	21,05	8,83034E+27	1,13246E-28					
	1	54,55	8,05	5,07216E+34	1,97155E-35					
	0,5	106,77	106,23	9,7879E+15	5,10835E-17					
	0,5	75,27	74,73	5,07947E+18	9,84354E-20					
	0,5	116,45	33,55	1,35017E+24	3,70324E-25					
				8,16758E-17	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo	
						d=0,1	1,22435E+15	2,44871E+15	1,20035E+11	
						d=0,5	6,12177E+15	1,22435E+16	6,00173E+11	
						d=1	1,22435E+16	2,44871E+16	1,20035E+12	
B3	n	om	oa	Nf	n/N					
	0,5	30,225	22,475	3,5571E+27	1,40564E-28					
	1	44,55	21,55	5,74087E+27	1,7419E-28					
	0,5	111,375	103,625	1,36797E+16	3,65504E-17					
	1	99,45	6,55	7,52391E+35	1,3291E-36					
	1	109,5	6,5	7,29162E+35	1,37144E-36					
	1	82	40	1,29127E+23	7,74434E-24					
	0,5	109,305	105,695	1,02184E+16	4,89315E-17					
	0,5	81,805	78,195	2,1871E+18	2,28613E-19					
	0,5	126,2	33,8	1,02403E+24	4,88267E-25					
				8,57106E-17	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo	
						d=0,1	1,16672E+15	2,33343E+15	1,14384E+11	
						d=0,5	5,83359E+15	1,16672E+16	5,7192E+11	
						d=1	1,16672E+16	2,33343E+16	1,14384E+12	

Anexo 26 - Ciclos resultantes da aplicação de Rainflow e aplicação da relação de Goodman e da regra de Miner para o moente de manivela 4 - Pielstick

A4	n	σm	σa	Nf	n/N					
	0,5	110,5	9,5	1,42625E+33	3,50569E-34					
	0,5	74,55	45,45	1,78203E+22	2,80579E-23					
	0,5	77,05	47,95	7,13152E+21	7,01113E-23					
	1	4,15	0,18	1,20799E+62	8,27822E-63					
	0,5	63,43	61,57	1,45428E+20	3,43812E-21					
	1	91	45	1,63089E+22	6,13162E-23					
	0,5	80,43	78,57	2,06505E+18	2,42125E-19					
	0,5	136,5	22,5	6,85309E+26	7,29598E-28					
				2,45722E-19	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo	
B4	n	σm	σa	Nf	n/N					
	1	96,25	5,75	6,69035E+36	1,49469E-37					
	1	156	19	7,97757E+27	1,25351E-28					
	0,5	130,35	59,65	8,65661E+19	5,77593E-21					
	1	3,75	0,22	4,52739E+60	2,20878E-61					
	1	79,15	37,85	3,3363E+23	2,99734E-24					
	0,5	96,085	93,915	8,71391E+16	5,73796E-18					
	0,5	77,585	75,415	4,22241E+18	1,18416E-19					
	0,5	125,45	27,55	2,95913E+25	1,68969E-26					
				5,86215E-18	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo	
A4	n	σm	σa	Nf	n/N					
	1	118	4	1,82499E+39	5,47947E-40					
	1	168	10	2,42928E+32	4,11645E-33					
	0,5	140,55	56,45	1,81391E+20	2,75648E-21					
	1	4,08	0,38	5,78952E+56	1,72726E-57					
	1	84,15	43,85	2,76992E+22	3,61022E-23					
	0,5	99,615	97,385	4,55097E+16	1,09867E-17					
	0,5	75,615	73,385	6,80531E+18	7,34721E-20					
	0,5	123,1	25,9	8,455E+25	5,91366E-27					
				1,10629E-17	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo	
B4	n	σm	σa	Nf	n/N					
	0,5	128	15	6,05141E+29	8,26253E-31					
	1	47,4	3,3	1,25959E+41	7,93912E-42					
	1	65,45	29,75	2,12738E+25	4,70061E-26					
	1	4,505	0,075	2,05511E+68	4,86591E-69					
	1	4,485	0,225	3,09956E+60	3,22627E-61					
	1	89,7	44,3	2,15152E+22	4,64787E-23					
	0,5	72,77	70,23	1,46039E+19	3,42374E-20					
	0,5	82,27	79,73	1,57897E+18	3,16662E-19					
	0,5	142,5	19,5	6,49527E+27	7,6979E-29					
A4	n	σm	σa	Nf	n/N					
	0,5	128	15	6,05141E+29	8,26253E-31					
	1	47,4	3,3	1,25959E+41	7,93912E-42					
	1	65,45	29,75	2,12738E+25	4,70061E-26					
	1	4,505	0,075	2,05511E+68	4,86591E-69					
	1	4,485	0,225	3,09956E+60	3,22627E-61					
	1	89,7	44,3	2,15152E+22	4,64787E-23					
	0,5	72,77	70,23	1,46039E+19	3,42374E-20					
	0,5	82,27	79,73	1,57897E+18	3,16662E-19					
	0,5	142,5	19,5	6,49527E+27	7,6979E-29					
B4	n	σm	σa	Nf	n/N					
	0,5	128	15	6,05141E+29	8,26253E-31					
	1	47,4	3,3	1,25959E+41	7,93912E-42					
	1	65,45	29,75	2,12738E+25	4,70061E-26					
	1	4,505	0,075	2,05511E+68	4,86591E-69					
	1	4,485	0,225	3,09956E+60	3,22627E-61					
	1	89,7	44,3	2,15152E+22	4,64787E-23					
	0,5	72,77	70,23	1,46039E+19	3,42374E-20					
	0,5	82,27	79,73	1,57897E+18	3,16662E-19					
	0,5	142,5	19,5	6,49527E+27	7,6979E-29					
A4	n	σm	σa	Nf	n/N					
	0,5	128	15	6,05141E+29	8,26253E-31					
	1	47,4	3,3	1,25959E+41	7,93912E-42					
	1	65,45	29,75	2,12738E+25	4,70061E-26					
	1	4,505	0,075	2,05511E+68	4,86591E-69					
	1	4,485	0,225	3,09956E+60	3,22627E-61					
	1	89,7	44,3	2,15152E+22	4,64787E-23					
	0,5	72,77	70,23	1,46039E+19	3,42374E-20					
	0,5	82,27	79,73	1,57897E+18	3,16662E-19					
	0,5	142,5	19,5	6,49527E+27	7,6979E-29					
B4	n	σm	σa	Nf	n/N					
	0,5	128	15	6,05141E+29	8,26253E-31					
	1	47,4	3,3	1,25959E+41	7,93912E-42					
	1	65,45	29,75	2,12738E+25	4,70061E-26					
	1	4,505	0,075	2,05511E+68	4,86591E-69					
	1	4,485	0,225	3,09956E+60	3,22627E-61					
	1	89,7	44,3	2,15152E+22	4,64787E-23					
	0,5	72,77	70,23	1,46039E+19	3,42374E-20					
	0,5	82,27	79,73	1,57897E+18	3,16662E-19					
	0,5	142,5	19,5	6,49527E+27	7,6979E-29					
A4	n	σm	σa	Nf	n/N					
	0,5	128	15	6,05141E+29	8,26253E-31					
	1	47,4	3,3	1,25959E+41	7,93912E-42					
	1	65,45	29,75	2,12738E+25	4,70061E-26					
	1	4,505	0,075	2,05511E+68	4,86591E-69					
	1	4,485	0,225	3,09956E+60	3,22627E-61					
	1	89,7	44,3	2,15152E+22	4,64787E-23					
	0,5	72,77	70,23	1,46039E+19	3,42374E-20					
	0,5	82,27	79,73	1,57897E+18	3,16662E-19					
	0,5	142,5	19,5	6,49527E+27	7,6979E-29					
B4	n	σm	σa	Nf	n/N					
	0,5	128	15	6,05141E+29	8,26253E-31					
	1	47,4	3,3	1,25959E+41	7,93912E-42					
	1	65,45	29,75	2,12738E+25	4,70061E-26					
	1	4,505	0,075	2,05511E+68	4,86591E-69					
	1	4,485	0,225	3,09956E+60	3,22627E-61					
	1	89,7	44,3	2,15152E+22	4,64787E-23					
	0,5	72,77	70,23	1,46039E+19	3,42374E-20					
	0,5	82,27	79,73	1,57897E+18	3,16662E-19					
	0,5	142,5	19,5	6,49527E+27	7,6979E-29					
A4	n	σm	σa	Nf	n/N					
	0,5	128	15	6,05141E+29	8,26253E-31					
	1	47,4	3,3	1,25959E+41	7,93912E-42					
	1	65,45	29,75	2,12738E+25	4,70061E-26					
	1	4,505	0,075	2,05511E+68	4,86591E-69					
	1	4,485	0,225	3,09956E+60	3,22627E-61					
	1	89,7	44,3	2,15152E+22	4,64787E-23					
	0,5	72,77	70,23	1,46039E+19	3,42374E-20					
	0,5	82,27	79,73	1,57897E+18	3,16662E-19					
	0,5	142,5	19,5	6,49527E+27	7,6979E-29					
B4	n	σm	σa	Nf	n/N					
	0,5	128	15	6,05141E+29	8,26253E-31					
	1	47,4	3,3	1,25959E+41	7,93912E-42					
	1	65,45	29,75	2,12738E+25	4,70061E-26					
	1	4,505	0,075	2,05511E+68	4,86591E-69					
	1	4,485	0,225	3,09956E+60	3,22627E-61					
	1	89,7	44,3	2,15152E+22	4,64787E-23					
	0,5	72,77	70,23	1,46039E+19	3,42374E-20					
	0,5	82,27	79,73	1,57897E+18	3,16662E-19					
	0,5	142,5	19,5	6,49527E+27	7,6979E-29					
A4	n	σm	σa	Nf	n/N					
	0,5	128	15	6,05141E+29	8,26253E-31					
	1	47,4	3,3	1,25959E+41	7,93912E-42					
	1	65,45	29,75	2,12738E+25	4,70061E-26					
	1	4,505	0,075	2,05511E+68	4,86591E-69					
	1	4,485	0,225	3,09956E+60	3,22627E-61					
	1	89,7	44,3	2,15152E+22	4,64787E-23					
	0,5	72,77	70,23	1,46039E+19	3,42374E-20					
	0,5	82,27	79,73	1,57897E+18	3,16662E-19					
	0,5	142,5	19,5	6,49527E+27	7,6979E-29					
B4	n	σm	σa	Nf	n/N					
	0,5	128	15	6,05141E+29	8,26253E-31					
	1	47,4	3,3	1,25959E+41	7,93912E-42					
	1	65,45	29,75	2,12738E+25	4,70061E-26					
	1	4,505	0,075	2,05511E+68	4,86591E-69					
	1	4,485	0,225	3,09956E+60	3,22627E-61					
	1	89,7	44,3	2,15152E+22	4,64787E-23					

Anexo 27 - Ciclos resultantes da aplicação de Rainflow e aplicação da relação de Goodman e da regra de Miner para o moente de manivela 5 - Pielstick

A5	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	162	59	6,19086E+19	8,07642E-21					
	1	3,14	0,04	6,26204E+72	1,59692E-73					
	1	6,71	0,06	7,72422E+69	1,29463E-70					
	1	85,05	2,25	3,8065E+43	2,62709E-44					
	0,5	111,325	109,675	5,4005E+15	9,2584E-17					
	0,5	70,325	68,675	2,18756E+19	2,28565E-20					
	0,5	99,15	39,85	1,05425E+23	4,74271E-24					
					9,26149E-17	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	1,07974E+15	2,15948E+15	1,05857E+11
B5	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	134,75	81,25	5,08707E+17	9,82884E-19					
	1	3,145	0,045	9,0807E+71	1,10124E-72					
	1	51,15	4,55	6,15484E+38	1,62474E-39					
	0,5	108,355	107,645	7,68596E+15	6,50537E-17					
	0,5	36,655	35,945	1,46887E+24	3,40398E-25					
	0,5	52,4	20,2	1,47575E+28	3,38811E-29					
	0,5	44,95	12,75	3,11232E+31	1,60652E-32					
	0,5	52,2	5,5	2,70654E+37	1,84738E-38					
					6,60366E-17	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
A5	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	127,8	90,2	1,02533E+17	4,87649E-18					
	1	1,42	0,06	8,32926E+69	1,20059E-70					
	1	44,75	1,55	3,14263E+46	3,18205E-47					
	0,5	109,455	108,545	6,59062E+15	7,58654E-17					
	0,5	32,055	31,145	1,64713E+25	3,03558E-26					
	0,5	41,75	21,45	6,4571E+27	7,74341E-29					
	0,5	34,45	14,15	6,58309E+30	7,59522E-32					
	0,5	42,05	6,55	1,79386E+36	2,78728E-37					
					8,07419E-17	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
B5	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	148,4	65,6	1,36065E+19	3,67471E-20					
	1	2,84	0,27	1,59745E+59	6,25997E-60					
	1	5,475	0,635	1,25437E+53	7,97215E-54					
	1	102,25	5,75	6,09464E+36	1,64079E-37					
	0,5	107,55	106,45	9,34664E+15	5,34952E-17					
	0,5	60,55	59,45	2,69705E+20	1,85388E-21					
	0,5	81,2	38,8	2,15369E+23	2,32159E-24					
					5,35338E-17	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	1,86798E+15	3,73596E+15	1,83135E+11
A5	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	148,4	65,6	1,36065E+19	3,67471E-20					
	1	2,84	0,27	1,59745E+59	6,25997E-60					
	1	5,475	0,635	1,25437E+53	7,97215E-54					
	1	102,25	5,75	6,09464E+36	1,64079E-37					
	0,5	107,55	106,45	9,34664E+15	5,34952E-17					
	0,5	60,55	59,45	2,69705E+20	1,85388E-21					
	0,5	81,2	38,8	2,15369E+23	2,32159E-24					
					5,35338E-17	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	1,86798E+15	3,73596E+15	1,83135E+11

Anexo 28 - - Ciclos resultantes da aplicação de Rainflow e aplicação da relação de Goodman e da regra de Miner para o moente de manivela 6 - Pielstick

A6	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	50,7	22,5	2,58385E+27	1,9351E-28					
	0,5	79,6	51,4	2,19604E+21	2,27683E-22					
	1	1,325	0,595	3,8666E+53	2,58625E-54					
	1	2,42	1,7	1,27723E+46	7,82946E-47					
	0,5	65,71	65,29	5,37136E+19	9,30863E-21					
	0,5	54,71	54,29	1,30389E+21	3,83469E-22					
	0,5	108,5	0,5	1,35208E+54	3,698E-55					
					9,91978E-21	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	1,00809E+19	2,01617E+19	9,8832E+14
B6	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	118,3	41,7	3,71046E+22	1,34754E-23					
	1	1,81	0,26	3,00947E+59	3,32284E-60					
	1	2,14	1,43	2,18453E+47	4,57765E-48					
	0,5	80,16	79,84	1,59427E+18	3,13624E-19					
	0,5	41,21	40,89	1,66042E+23	3,01129E-24					
	0,5	52,05	30,05	2,20555E+25	2,267E-26					
					3,1364E-19	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	3,18837E+17	6,37673E+17	3,12585E+13
							d=0,5	1,59418E+18	3,18837E+18	1,56292E+14
A6	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	99,25	26,75	7,24516E+25	6,90116E-27					
	1	1,61	0,19	5,16222E+61	1,93715E-62					
	1	1,76	1,24	2,2735E+48	4,3985E-49					
	0,5	63,18	62,82	1,04999E+20	4,76194E-21					
	0,5	31,48	31,12	1,68303E+25	2,97082E-26					
	0,5	43,55	19,05	4,39844E+28	1,13677E-29					
	0,5	27,15	2,65	6,18166E+42	8,08844E-44					
					4,76198E-21	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	2,09997E+19	4,19993E+19	2,05879E+15
B6	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	48,95	22,55	2,55709E+27	1,95534E-28					
	0,5	59,7	33,3	3,65406E+24	1,36834E-25					
	1	1,105	0,595	3,87872E+53	2,57817E-54					
	1	2,11	1,12	1,2E+49	8,3333E-50					
	0,5	46,695	46,305	1,9935E+22	2,50816E-23					
	0,5	47,695	47,305	1,38378E+22	3,6133E-23					
					6,13516E-23	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	1,62995E+21	3,2599E+21	1,59799E+17
							d=0,5	8,14974E+21	1,62995E+22	7,98994E+17
A6	n	σ_m	σ_a	Nf	n/N					
	0,5	48,95	22,55	2,55709E+27	1,95534E-28					
	0,5	59,7	33,3	3,65406E+24	1,36834E-25					
	1	1,105	0,595	3,87872E+53	2,57817E-54					
	1	2,11	1,12	1,2E+49	8,3333E-50					
	0,5	46,695	46,305	1,9935E+22	2,50816E-23					
	0,5	47,695	47,305	1,38378E+22	3,6133E-23					
					6,13516E-23	Total	Dano	ciclos	rotações	tempo
							d=0,1	1,62995E+21	3,2599E+21	1,59799E+17
							d=0,5	8,14974E+21	1,62995E+22	7,98994E+17